

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 03-276874

(43)Date of publication of application : 09.12.1991

(51)Int.Cl.

B62D 6/00
F02D 29/02
// B62D101:00
B62D113:00
B62D137:00

(21)Application number : 02-124289

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 16.05.1990

(72)Inventor : ITO MASAYOSHI

HASHIGUCHI MASAYUKI

(30)Priority

Priority number : 02 17838 Priority date : 30.01.1990 Priority country : JP

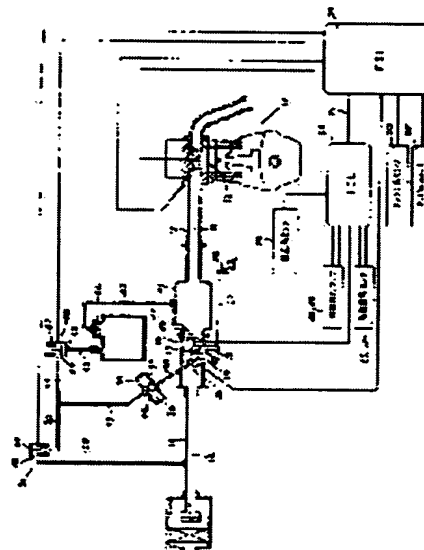
(54) STEERING ANGLE DETECTING ARITHMETIC UNIT FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve the extent of steering performance by learning a turning angle of a steering shaft as a neutral position at that time when rectilinear running is performed as long as the specified time at more than the specified speed, and afterward, making a steering angle so as to be operated with this neutral position as a criterion.

CONSTITUTION: In a TCL 58 which inputs each output signal of an accelerator opening sensor 59, front-wheel turning sensors 62, 63, rear-wheel turning sensors 66, 67 and a steering angle sensor 70, and calculates the desired drive torque of an engine 11, there is provided a steering angel operational means.

Under the condition that traveling is performed as long as the specified time in a state that travel speed information is more than the specified value after travel starting and speed differential information on both symmetrical driven wheels is less the specified value, a position of the steering shaft detected by the steering angle sensor 70 is set down as a neutral position, through which the first time learning is performed, finding a steering angle. At time of learning the neutral position after the second time, it is made so as to do a mere increase or decrease of angle as far as the



specified value to the neutral position of the steering shaft obtained by the first time learning.

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2595762号

(45) 発行日 平成9年(1997)4月2日

(24) 登録日 平成9年(1997)1月9日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 2 D 6/00			B 6 2 D 6/00	
5/06			5/06	B
// B 6 2 D 101: 00				
113: 00				
137: 00				

請求項の数 5 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願平2-124289	(73) 特許権者	999999999 三菱自動車工業株式会社 東京都港区芝5丁目33番8号
(22) 出願日	平成2年(1990)5月16日	(72) 発明者	伊藤 政義 東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内
(65) 公開番号	特開平3-276874	(72) 発明者	橋口 雅幸 東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内
(43) 公開日	平成3年(1991)12月9日	(74) 代理人	弁理士 光石 俊郎
(31) 優先権主張番号	特願平2-17838	審査官	山内 康明
(32) 優先日	平2(1990)1月30日	(56) 参考文献	特開 昭60-76413 (J P, A)
(33) 優先権主張国	日本 (J P)		

(54) 【発明の名称】 車両の操舵角中立位置演算手段

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ハンドルの操舵角を検出する操舵角検出手段(70)を備え、該操舵角検出手段(70)の出力値に基づいて上記ハンドルが連結された操舵軸の中立位置を設定する車両の操舵角中立位置演算装置において、上記中立位置の学習補正が可能か否かを判定する学習条件判定手段と、
学習条件成立判定時、前回の学習値($\delta_{n(n-1)}$)と今回の学習値($\delta_{n(n)}$)とを比較する比較手段(ステップC11)と、
前回学習値($\delta_{n(n-1)}$)と今回学習値($\delta_{n(n)}$)との差の絶対値が予め設定された所定値($\Delta\delta$)以上のとき、今回学習値($\delta_{n(n)}$)に上記所定値($\Delta\delta$)を加算或いは減算補正して最終学習値($\delta_{n(n)}$)とする最終学習値設定手段を備えたことを特徴とする車両の操舵角中立位

2

置演算装置。

【請求項2】 請求項1記載の車両の操舵角中立位置演算装置において、
今回学習値($\delta_{n(n)}$)から前回学習値($\delta_{n(n-1)}$)を減算した値が負側の上記所定値($-\Delta\delta$)より小さいとき、前回学習値($\delta_{n(n-1)}$)から上記所定値($\Delta\delta$)を減算した値($\delta_{n(n-1)} - \Delta\delta$)を最終学習値($\delta_{n(n)}$)とすることを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置。

10 【請求項3】 請求項1記載の車両の操舵角中立位置演算装置において、
今回学習値($\delta_{n(n)}$)から前回学習値($\delta_{n(n-1)}$)を減算した値が正側の上記所定値($\Delta\delta$)より大きいとき、前回学習値($\delta_{n(n-1)}$)に上記所定値($\Delta\delta$)を加算した値($\delta_{n(n-1)} + \Delta\delta$)を最終学習値($\delta_{n(n)}$)とする

ことを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置。

【請求項 4】請求項 1 記載の車両の操舵角中立位置演算装置において、
最初の学習条件成立判定時、そのときの上記操舵角検出手段 (70) からの出力値 ($\delta_{n(a)}$) を基本中立位置 ($\delta_{n(a)}$) として設定する基本中立位置設定手段 (ステップ C9) を備えることを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置。

【請求項 5】請求項 1 記載の車両の操舵角中立位置演算装置において、
操舵角検出手段 (70) は操舵角センサであり、上記所定値 ($\Delta \delta$) は上記操舵角センサの最低分解能 (5°) に設定されることを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置。

【発明の詳細な説明】

<産業上の利用分野>

本発明は車両の旋回制御等を的確に行わしめるために用いられる車両の操舵角中立位置演算装置に関する。

<従来の技術>

旋回路を走行中の車両には、走行方向と直角な方向にその走行速度に応じた遠心力すなわち横加速度が発生する。

そのため、旋回路の曲率半径に対する走行速度が高すぎる場合には、車輪が横滑りを起こして歩道や対向車線に飛び出したり、最悪の場合には転覆等を起こす虞があった。したがって、ドライバーは旋回路の直前には走行速度を一旦下げ、緩やかに加速を行ういわゆるスローインファーストアウト走行を行うのである。ところが、出口の確認できない旋回路いわゆるブラインドカーブ等においては曲率半径が次第に小さくなっているようなことがあり、このような場合には極めて高度な運転技術が要求される。

一方、定常円旋回の状態から加速すると舵角が一定でありながら走行軌跡が大きくなるアンダーステアリング傾向を有する車両がある。このような車両では横加速度の増大にともなって操舵角を漸増させる必要があるが、この横加速度がその車両に固有のある値 (限界値) を越えるとアンダーステアリング傾向が急増し、操縦が困難になったり或いは全く不能となることが知られている。このような車両の代表的な例として操舵輪と駆動輪とが同一であるフロントエンジン・フロントドライブの車両いわゆる F・F 車があるが、近年、車室 (足下スペース) の広さ等で優位性を持つため、乗用車等においてはこの F・F 車が主流となりつつある。

横加速度が限界値を越えないようにするためには、ドライバーが旋回路の曲率半径を知って、アクセルペダルにより駆動力を加減することが基本である。ところが、未熟なドライバーにとっては前述したブラインドカーブ等でアクセルペダルの踏み込み量を微妙にコントロールすることは非常に困難である。

このような状況に鑑み、車両が旋回困難あるいは旋回不能となる前にその駆動力を自動的に低減させる各種の駆動力制御装置が提案されている。これらの装置の多くはアクセルペダルの踏み込み量と連動させず、例えば車体のローリング量の大きさ等に応じて、機関の出力を低減させるものである。つまり、旋回中には常に横加速度に起因するローリングが発生するが、旋回半径が小さいほど、また走行速度が大きいほどこのローリング量は大きくなるため、これを車体の左右に設けられたハイトセンサ等により検出して出力を低減させるのである。この他、車体の首振り現象たるヨーイング量を検出して出力低減を図るものもある。

<発明が解決しようとする課題>

上述したような駆動力制御装置では、実際にローリング等が発生した後、そのローリング量に基づいて TCL (Traction Calculate Unit) が最適な駆動トルクを演算し、ECU (Electronic Control Unit) によって機関の出力制御を行う。

ところが、このような制御装置には次のような欠点があった。例えば、ローリングが急増して行くような状況においては出力制御に遅れが生じたり、ローリングが収まった後の制御解除により再びローリングが発生して更に出力制御を行うというようなことを繰り返すいわゆるハンチング動を起こすことがあった。

このため、駆動力制御を走行速度、操舵角等とスタビリティファクタ (サスペンションやタイヤ剛性等から求められる固有値) に基づいて行う制御装置が脚光を浴びてきた。この駆動力制御装置ではドライバーがハンドルを切った瞬間のデータが ECU に入力されるため、過大なローリング等が発生する前での機関出力の制御 (いわゆる見込み制御) を行うことができる。この制御に不可欠となる操舵角は通常 RAM (Random Access Memory) に記憶された操舵軸すなわち前輪の中立位置を基準とし、この中立位置からのずれ量を操舵軸に取り付けられたスリット板とフォトランジスタ等を用いた操舵角センサにより検出して ECU にインプットされる。

ところが、周知のようにハンドルを全操舵させるための操舵量すなわちロック・ツー・ロックの回転数は数回転 (一般には 2.5 ~ 3 回転) である。したがって、操舵角センサのスリット板に中立点のスリット等を形成してにおいても、バッテリーや配線等を外した状態で据え切りなどを行った場合 (例えば整備時) 等には中立位置が正規の状態から 1 回転ずれてしまうことがあった。また、操舵軸自体の中立位置と前輪の中立位置とはステアリング装置内のギヤ類が摩耗した場合あるいは整備時においてトーイン調整を行った場合等には当然に変化する。したがって、ハンドルの切り角と実際の操舵角が微小なオーダーで異なってしまうこともあった。

このような状態で車両を運転すると出力制御を行うべきときにこれが行われず、危険な状態に陥ったり、逆に

怪くハンドルを切っただけで出力低減が行われ、ドライバーが意志通りに運転をできなくなってしまうようなことが生じてしまった。

本発明は上記状況に鑑みなされたもので、操舵軸の中立位置を走行中に自ら学習補正し、正確な操舵角データをECUに供給できる操舵角中立位置演算装置を提供することを目的とする。

<課題を解決するための手段>

そこで、本発明ではこの課題を解決するために、

ハンドルの操舵角を検出する操舵角検出手段を備え、該操舵角検出手段の出力値に基づいて上記ハンドルが連結された操舵軸の中立位置を設定する車両の操舵角中立位置演算装置において、上記中立位置の学習補正が可能か否かを判定する学習条件判定手段と、学習条件成立判定時、前回の学習値と今回の学習値とを比較する比較手段と、前回学習値と今回学習値との差の絶対値が予め設定された所定値以上のとき、今回学習値に上記所定値を加算或いは減算補正して最終学習値とする最終学習値設定手段を備えたことを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置を提案するものである。

また、上記操舵角中立位置演算装置において、今回学習値から前回学習値を減算した値が負側の上記所定値より小さいとき、前回学習値から上記所定値を減算した値を最終学習値とすることを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置を提案するものである。

更に、上記車両の操舵角中立位置演算装置において、今回学習値から前回学習値を減算した値が正側の上記所定値より大きいとき、前回学習値に上記所定値を加算した値を最終学習値とすることを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置を提案するものである。

また、上記車両の操舵角中立位置演算装置において、最初の学習条件成立判定時、そのときの上記操舵角検出手段からの出力値を基本中立位置として設定する基本中立位置設定手段を備えることを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置を提案するものである。

更に、上記車両の操舵角中立位置演算装置において、操舵角検出手段は操舵角センサであり、上記所定値は上記操舵角センサの最低分解能に設定されることを特徴とする車両の操舵角中立位置演算装置を提案するものである。

<作用>

停車や整備等によりRAM内の中立位置情報が消去されたりあるいは狂ったりしても、所定の速度以上で所定の時間直進走行をすれば、その時点の回転部材すなわち操舵軸の回転角度が中立位置として学習され、それ以降はこの中立位置からの回転部材の角度変位を以て車両の操舵角が演算される。そして、2回目以降の学習に当たって誤ったデータが操舵角検出手段から入力した場合には、中立位置の所定量の増減しか行わないため中立位置の大きな変動が防止される。

<実施例>

本発明の一実施例を図面に基づき具体的に説明する。

第1図には本発明に係る操舵角中立位置演算装置をF・F車の駆動力制御システムに適用した一実施例を概念的に示し、第2図にはその機械的構成を概略的に示してある。

これらの図に示すように、本実施例の車両では機関11の燃焼室12に連結された吸気管13の途中に、この吸気管13によって形成される吸気通路14の開度を変化させ、燃焼室12内に供給される吸入空気量を調整するスロットル弁15を組み込んだスロットルボディ16が介装されている。第1図及び筒状をなすこのスロットルボディ16の部分の拡大断面構造を表す第3図に示すように、スロットルボディ16にはスロットル弁15を一体に固定したスロットル軸17の両端部が回転自在に支持されている。吸気通路14内に突出するこのスロットル軸17の一端部には、アクセルレバー18とスロットルレバー19とが同軸状をなして嵌合されている。

前記スロットル軸17とアクセルレバー18の筒部20との間には、ブッシュ21及びスペーサ22が介装され、これによってアクセルレバー18はスロットル軸17に対して回転自在となっている。更に、スロットル軸17の一端側に取り付けた座金23及びナット24により、スロットル軸17からアクセルレバー18が抜け外れるのを未然に防止している。又、このアクセルレバー18と一体のケーブル受け25には、運転者によって操作されるアクセルペダル26がケーブル27を介して接続しており、アクセルペダル26の踏み込み量に応じてアクセルレバー18がスロットル軸17に対して回転するようになっている。

一方、前記スロットルレバー19はスロットル軸17と一体に固定されており、従ってこのスロットルレバー19を操作することにより、スロットル弁15がスロットル軸17と共に回転する。又、アクセルレバー18の筒部20にはカラー28がこれと同軸一体に嵌合されており、前記スロットルレバー19の先端部には、このカラー28の一部に形成した爪部29に係止し得るストッパ30が形成されている。これら爪部29とストッパ30とは、スロットル弁15が開く方向にスロットルレバー19を回転させるか、或いはスロットル弁15が閉まる方向にアクセルレバー18を回転させた場合に相互に係止するような位置関係に設定されている。

前記スロットルボディ16とスロットルレバー19との間には、スロットルレバー19のストッパ30をアクセルレバー18の爪部29に押し付けてスロットル弁15を開く方向に付勢するねじりコイルばね31が、スロットル軸17に嵌合された筒状をなす一對のばね受け32、33を介し、このスロットル軸17と同軸状をなして装着されている。又、スロットルボディ16から突出するストッパピン34とアクセルレバー18との間にも、アクセルレバー18の爪部29をスロットルレバー19のストッパ30に押し付けてスロットル

弁15を閉じる方向に付勢し、アクセルペダル26に対してディテント感を付与するためのねじりコイルばね35が前記カラー28を介してアクセルレバー18の筒部20にスロットル軸17と同軸状をなして装着されている。

前記スロットルレバー19の先端部には、基端をアクチュエータ36のダイヤフラム37に固定した制御棒38の先端部が連結されている。このアクチュエータ36内に形成された圧力室39には、前記ねじりコイルばね31と共にスロットルレバー19のストッパ30をアクセルレバー18の爪部29に押し付けてスロットル弁15を開く方向に付勢する圧縮コイルばね40が組み込まれている。そして、これら二つのばね31, 40のばね力の和よりも、前記ねじりコイルばね35のばね力のほうが大きく設定され、これによりアクセルペダル26を踏み込むか、或いは圧力室39内の圧力を前記二つのばね31, 40のばね力の和よりも大きな負圧にしない限り、スロットル弁15は開かないようになっている。

前記スロットルボディ16の下流側に連結されて吸気通路14の一部を形成するサージタンク41には、接続配管42を介してバキュームタンク43が連通しており、このバキュームタンク43と接続配管42との間には、バキュームタンク43からサージタンク41への空気のみ許容する逆止め弁44が介装されている。これにより、バキュームタンク43内の圧力はサージタンク41内の最低圧力とほぼ等しい負圧に設定される。

これらバキュームタンク43内と前記アクチュエータ36の圧力室39とは、配管45を介して連通状態となっており、この配管45の途中には非通電時閉塞型の第一のトルク制御用電磁弁46が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁46には配管45を塞ぐようにプランジャ47を弁座48に付勢するばね49が組み込まれている。

又、前記第一のトルク制御用電磁弁46とアクチュエータ36との間の配管45には、スロットル弁15よりも上流側の吸気通路14に連通する配管50が接続している。そして、この配管50の途中には非通電時開放型の第二のトルク制御用電磁弁51が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁51には配管50を開放するようにプランジャ52を付勢するばね53が組み込まれている。

前記二つのトルク制御用電磁弁46, 51には、機関11の運転状態を制御するECU54がそれぞれ接続し、このECU54からの指令に基づいてトルク制御用電磁弁46, 51に対する通電のオン、オフがデューティ制御されるようになっており、本実施例ではこれら全体で本発明のトルク制御手段を構成している。

例えば、トルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率が0%の場合、アクチュエータ36の圧力室39がスロットル弁15よりも上流側の吸気通路14内の圧力とほぼ等しい大気圧となり、スロットル弁15の開度はアクセルペダル26の踏み込み量に一对一で対応する。逆に、トルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率が100%の場合、アクチュエ

ータ36の圧力室39がバキュームタンク43内の圧力とほぼ等しい負圧となり、制御棒38が第1図中、左斜め上方に引き上げられる結果、スロットル弁15はアクセルペダル26の踏み込み量に関係なく閉じられ、機関11の駆動トルクが強制的に低減させられた状態となる。このようにして、トルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を調整することにより、アクセルペダル26の踏み込み量に関係なくスロットル弁15の開度を変化させ、機関11の駆動トルクを任意に調整することができる。

前記ECU54には、機関11に取り付けられて機関回転数を検出するクランク角センサ55と、スロットルボディ16に取り付けられてスロットルレバー19の開度を検出するスロットル開度センサ56と、スロットル弁15の全閉状態を検出するアイドルスイッチ57とが接続し、これらクランク角センサ55及びスロットル開度センサ56及びアイドルスイッチ57からの出力信号がそれぞれ送られる。

又、機関11の目標駆動トルクを算出するTCL58には、前記スロットル開度センサ56及びアイドルスイッチ57と共にスロットルボディ16に取り付けられてアクセルレバー18の開度を検出するアクセル開度センサ59と、駆動輪である左右一対の前輪60, 61の回転速度をそれぞれ検出する前輪回転センサ62, 63と、従動輪である左右一対の後輪64, 65の回転速度をそれぞれ検出する後輪回転センサ66, 67と、車両68の直進状態を基準として旋回時における操舵軸69の旋回角を検出する操舵角センサ70とが接続し、これらセンサ59, 62, 63, 66, 67, 70からの出力信号がそれぞれ送られる。

操舵角センサ70は、第26図に示すように、スリット板72と回転角度検出器73とから成っている。スリット板72は操舵軸69と一体に回転し、その外周上には多数のスリット72aが形成されている。回転角度検出器73はステアリングコラム74に固定され、その上部にはスリット板72を挟むように2個のフォトインタラプタ73a, 73bが並んで取り付けられている。操舵角センサ70の分解能は5°単位であり、操舵の回転方向(時計回りか、反時計回りか)も検出できるようになっている。

ECU54とTCL58とは、通信ケーブル71を介して結ばれており、ECU54からは機関回転数やアイドルスイッチ57からの検出信号の他に吸入空気量等の機関11の運転状態の情報がTCL58に送られる。逆に、TCL58からはこのTCL58にて演算された目標駆動トルクに関する情報がECU54に送られる。

本実施例による制御の大まかな流れを表す第4図に示すように、本実施例ではスリップ制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{a0} と、乾燥路等のように摩擦係数の比較的高い路面(以下、これを高 μ 路と呼称する)での旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{a1} と、凍結路や湿潤路等のように摩擦係数の比較的低い路面(以下、これを低 μ 路と呼称する)での旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{a2} とをTCL58にて

常に並行して演算し、これら3つの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{ol} 、 T_{ol} から最適な最終目標駆動トルク T_0 を選択し、機関11の駆動トルクを必要に応じて低減できるようにしている。

具体的には、図示しないイグニッションキーのオン操作により本実施例の制御プログラムが開始され、M1にてまず操舵軸旋回位置の初期値 $\delta_{a(0)}$ の読み込みを行うと共に各種フラグのリセット或いはこの制御のサンプリング周期である15ミリ秒毎の主タイマのカウント開始等の初期設定を行う。

そして、M2にて各種センサからの検出信号に基づいてTCL58は車速 V 等を演算し、これに続いて前記操舵軸69の中立位置 δ_M をM3にて学習補正する。この車両68の操舵軸69の中立位置 δ_M は、前記イグニッションキーのオン操作の度に初期値 $\delta_{a(0)}$ が読み込まれるが、この初期値 $\delta_{a(0)}$ は車両68が後述する直進走行条件を満たした場合にのみ学習補正され、イグニッションキーがオフ状態となるまでこの初期値 $\delta_{a(0)}$ が学習補正されるようになっている。

次に、TCL58はM4にて前輪60、61と後輪64、65との回転差に基づいて機関11の駆動トルクを規制するスリップ制御を行う場合の目標駆動トルク T_{os} を演算し、M5にて高 μ 路での旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{ol} を演算し、同様にM6にて低 μ 路での旋回制御を行

$$V = \frac{V_{RL} + V_{RR}}{2}$$

但し、上式において V_{RL} 、 V_{RR} はそれぞれ左右一対の後輪64、65の周速度である。

次に、TCL58はC2にて左右一対の後輪64、65の周速度差（以下、これを後輪速差と呼称する） $|V_{RL} - V_{RR}|$ を算出する。

しかるのち、TCL58はC3にて車速 V が予め設定した閾値 V_A より大きいかなかを判定する。この操作は、車両68がある程度の高速にならないと、操舵に伴う後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ 等が検出できないために必要なものであり、前記閾値 V_A は車両68の走行特性等に基づいて実験等により、例えば毎時20kmの如く適宜設定される。

そして、車速 V が閾値 V_A 以上であると判定した場合には、TCL58はC4にて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が予め設定した、例えば毎時0.1kmの如き閾値 V_B よりも小さいかな、つまり車両68が直進状態にあるかどうかを判定する。ここで、閾値 V_B を毎時0kmとしないのは、左右の後輪64、65がタイヤの空気圧が等しくない場合、車両68が直進状態であるにもかかわらず左右一対の後輪64、65の周速度 V_{RL} 、 V_{RR} が相違してしまうためである。

このC4のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が閾値 V_B 以下であると判定したならば、TCL58はC5にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ が操舵角センサ70により検出した前回の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n-1)}$ と同一であるかどうかを判定

＊ った場合の機関11の目標駆動トルク T_{ol} を順次演算する。

そして、M7にてTCL58はこれらの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{ol} 、 T_{ol} から最適な最終目標駆動トルク T_0 を後述する方法で選択したのち、機関11の駆動トルクがこの最終目標駆動トルク T_0 となるように、ECU54は一對のトルク制御用電磁弁46、51のデューティ率を制御し、これによって車両68を無理なく安全に走行させるようにしている。

このように、機関11の駆動トルクをM8にて主タイマのカウントダウンが終了するまで制御し、これ以降はM9にて主タイマのカウントダウンを再び開始し、そしてM2からこのM9までのステップを前記イグニッションキーがオフ状態になるまで繰り返すのである。

操舵軸69の中立位置 δ_M をM3のステップにて学習補正する理由は、車両68の整備時に前輪60、61のトーイン調整を行った場合や図示しない操舵歯車の摩耗等の経年変化によって、操舵軸69の旋回量と操舵輪である前輪60、61の実際の舵角 δ との間にずれが発生し、操舵軸69の中立位置 δ_M が変わってしまうことがあるためである。

この操舵軸69の中立位置 δ_M を学習補正する手順を表す第5図に示すように、TCL58は後輪回転センサ66、67からの検出信号に基づき、C1にて車速 V を下式（1）により算出する。

$$\dots(1)$$

する。この際、運転者の手振れ等による影響を受けないように、操舵角センサ70による操舵軸69の旋回検出分解能を例えば5度前後に設定しておくことが望ましい。

このC5のステップにて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ が前回の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n-1)}$ と同一であると判定したならば、TCL58はC6にて現在の車両68が直進状態にあると判断し、このTCL58に内蔵された図示しない学習用タイマのカウントを開始し、これを例えば0.5秒間継続する。

次に、TCL58はC7にて学習用タイマのカウント開始から0.5秒経過したかな、即ち車両68の直進状態が0.5秒継続したかどうかを判定する。この場合、車両68の走行当初においては学習用タイマのカウント開始から0.5秒経過していないので、車両68の走行当初はC1からC7までのステップが繰り返されることとなる。

そして、学習用タイマのカウント開始から0.5秒が経過したことを判断すると、TCL58はC8にて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされているかな、即ち今回の学習制御が初回であるかなかを判定する。

このC8のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされていないと判断した場合には、C9にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ を新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ と見なしこれをTCL58内のメモリに読み込み、舵

角中立位置学習済フラグ F_H をセットする。

このようにして、新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を設定したのち、この操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を基準として操舵軸69の旋回角 δ_H を算出する一方、C10にて学習用タイマのカウントがクリアされ、再び舵角中立位置学習が行われる。

前記C8のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされている、つまり舵角中立位置学習が二回目以降であると判断された場合、TCL58はC11にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ が前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しい、即ち

$$\delta_{a(n)} = \delta_{M(n-1)}$$

であるかどうかを判定する。そして、現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ が前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しいと判定したならば、そのままC10のステップに戻って再び次の舵角中立位置学習が行われる。

C11のステップにて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ が操舵系の遊び等が原因となって前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しくないと判断した場合、現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ をそのまま新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ と判断せず、これらの差の絶対値が予め設定した補正制限量 $\Delta\delta$ 以上相違している場合には、前回の操舵軸82の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ に対してこの補正制限量 $\Delta\delta$ を減算或いは加算したものを新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ とし、これをTCL58内のメモリに読み込むようにしている。

つまり、TCL58はC12にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ から前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ を減算した値が予め設定した負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも小さいか否かを判定する。そして、このC12のステップにて減算した値が負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも小さいと判断した場合には、C13にて新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を、前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と負の補正制限量 $-\Delta\delta$ とから

$$\delta_{M(n)} = \delta_{M(n-1)} - \Delta\delta$$

と変更し、一回当たりの学習補正量が無条件に負側へ大きくならないように配慮している。

これにより、何らかの原因によって操舵角センサ70から異常な検出信号が出力されたとしても、操舵軸69の中立位置 δ_M が急激には変化せず、この異常に対する対応を迅速に行うことができる。

一方、C12のステップにて減算した値が負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも大きいと判断した場合には、C14にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ から前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ を減算した値が正の補正制限量 $\Delta\delta$ よりも大きいと判断した場合には、C15にて新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と正の補正制限量 $\Delta\delta$ とから

$$\delta_{M(n)} = \delta_{M(n-1)} + \Delta\delta$$

と変更し、一回当たりの学習補正量が無条件に正側へ大きくならないように配慮している。

これにより、何らかの原因によって操舵角センサ70から異常な検出信号が出力されたとしても、操舵軸69の中立位置 δ_M が急激には変化せず、この異常に対する対応を迅速に行うことができる。

但し、C14のステップにて減算した値が正の補正制限量 $\Delta\delta$ よりも小さいと判断した場合には、C16にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{a(n)}$ を新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ としてそのまま読み出す。

従って、前輪60, 61を旋回状態のままにして停車中の車両68が発進した場合、この時の操舵軸69の中立位置 δ_M の変化状態の一例を表す第6図に示すように、操舵軸69の中立位置 δ_M の学習制御が初回の時、前述したM1のステップにおける操舵軸旋回位置の初期値 $\delta_{a(0)}$ からの補正量は非常に大きなものとなるが、二回目以降の操舵軸69の中立位置 δ_M はC12~C14のステップにおける操作により、抑えられた状態となる。

このようにして操舵軸69の中立位置 δ_M を学習補正した後、車速 V と前輪60, 61の周速度 V_{FL} , V_{FR} との差に基づいて機関11の駆動トルクを規制するスリップ制御を行う場合の目標駆動トルク T_{os} を演算する。

ところで、機関11で発生する駆動トルクを有効に働かせるためには、タイヤと路面との摩擦係数と、このタイヤのスリップ率との関係を表す第7図に示すように、走行中の前輪60, 61のタイヤのスリップ率 s が、このタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応する目標スリップ率 S_0 或いはその近傍となるように、前輪60, 61のスリップ量 S を調整し、車両68の加速性能を損なわないようにすることが望ましい。

ここで、タイヤのスリップ率 S は、

$$S = \frac{\frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V}{V}$$

であり、このスリップ率 S がタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 或いはその近傍となるように、機関11の目標駆動トルク T_{os} を設定するが、その演算手順は以下の通りである。

まず、TCL58は前記(1)式により算出した今回の車速 $V_{(n)}$ と一回前に算出した車速 $V_{(n-1)}$ とから、現在の車両68の前後加速度 G_x を下式により算出する。

$$G_x = \frac{V_{(n)} - V_{(n-1)}}{3.6 \cdot \Delta t \cdot g}$$

但し、 Δt は主タイマのサンプリング周期である15ミリ秒、 g は重力加速度である。

そして、この時の機関11の駆動トルク T_e を下式(2)により算出する。

$$T_b = G_x \cdot W_b \cdot r + T_k \quad \dots (2)$$

ここで、 G_x は前述の前後加速度 G_x の変化を遅延させるローパスフィルタに通した修正前後加速度である。ローパスフィルタは、車両68の前後加速度 G_x がタイヤと路面との摩擦係数と等価であると見なすことができることから、車両68の前後加速度 G_x が変化してタイヤのスリップ率 S がタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 或いはその近傍から外れそうになった場合でも、タイヤのスリップ率 S をタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 或いはその近傍に維持させるように、前後加速度 G_x を修正する機能を有する。又、 W_b は車体重量、 r は前輪60, 61の有効半径、 T_k は走行抵抗であり、この走行抵抗 T_k は車速 V の関数として算出することができるが、本実施例では第8図に示す如きマップから求めている。

一方、車両68の加速中には路面に対して常に車輪のスリップ量が3%程度発生しているのが普通であり、又、*

$$s = \frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V_{FO} \quad \dots (4)$$

そして、下式(5)に示すようにこのスリップ量 s が主タイマのサンプリング周期毎に積分係数 K_i を乗算されつつ積分され、目標駆動トルク T_{os} に対する制御の安定 ※

$$T_i = \sum_{i=1}^n K_i \cdot s \quad \dots (5)$$

同様に、下式(6)のようにスリップ量 s に比例する目標駆動トルク T_{os} に対して制御遅れを緩和するための比例補正トルク T_p が、比例係数 K_p を乗算されつつ算出される。

$$T_{os} = \frac{T_b - T_i - T_p + T_r}{\rho_m \cdot \rho_d} \quad \dots (7)$$

上式において ρ_m は図示しない変速機の変速比、 ρ_d は差動歯車の減速比である。

車両68には、スリップ制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者がこの手動スイッチを操作してスリップ制御を選択した場合、以下に説明するスリップ制御の操作を行う。

このスリップ制御の処理の流れを表す第10図に示すように、TCL58はまずS1にて上述した各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_{os} を算出するが、この演算操作は前記手動スイッチの操作とは関係なく行われる。

次に、S2にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定するが、最初はスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないので、TCL58はS3にて前輪60, 61のスリップ量 s が予め設定した閾値、例えば毎時2kmよりも大きいかな否かを判定する。

このS3のステップにてスリップ量 s が毎時2kmよりも大きいと判断すると、TCL58はS4にてスリップ量 s の変

* 砂利道等の悪路を走行する場合には、低 μ 路を走行する場合よりも目標スリップ率 S_0 に対応するタイヤと路面との摩擦係数の最大値が一般的に大きくなっている。従って、このようなスリップ量や路面状況を勘案して前輪60, 61の周速度である目標駆動輪速度 V_{fo} を下式(3)により算出する。

$$V_{fo} = 1.03 \cdot V + V_k \quad \dots (3)$$

但し、 V_k は前記修正前後加速度 G_x に対応して予め設定された路面補正量であり、修正前後加速度 G_x の値が大きくなるにつれて段階的に増加するような傾向を持たせるが、本実施例では走行試験等に基づいて作成された第9図に示す如きマップからこの路面補正量 V_k を求めている。

次に、車速 V と目標駆動輪速度 V_{fo} との差であるスリップ量 s を前記(1)式及び(3)式に基づいて下式(4)により算出する。

※性を高めるための積分補正トルク T_i (但し、 $T_i \leq 0$)が算出される。

$$\star T_p = K_p \cdot s \quad \dots (6)$$

そして、前記(2)、(5)、(6)式を利用して下式(7)により機関11の目標駆動トルク T_{os} を算出する。

化率 G_s が0.2gよりも大きいかな否かを判定する。

このS4のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.2gよりも大きいと判断すると、S5にてスリップ制御中フラグ F_s をセットし、S6にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているかな否かを再度判定する。

このS6のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセット中であると判断した場合には、S7にて機関11の目標駆動トルク T_{os} として前記(7)式にて予め算出したスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を採用する。

又、前記S6のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がリセットされていると判断した場合には、TCL58は目標駆動トルク T_{os} として機関11の最大トルクをS8にて出力し、これによりECU54はトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

なお、このS8のステップにてTCL58が機関11の最大トルクを出力するのは、制御の安全性等の点からECU54が

必ずトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側、即ちトルク制御用電磁弁46, 51に対する通電を遮断する方向に働かせ、機関11が確実に運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生するように配慮したためである。

前記S3のステップにて前輪60, 61のスリップ量 s が毎時2kmよりも小さいと判断した場合、或いはS4のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.2gよりも小さいと判断した場合には、そのまま前記S6のステップに移行し、TCL58は目標駆動トルク T_m として機関11の最大トルクをS8の

ステップにて出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

一方、前記S2のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断した場合には、S9にてアイドルスイッチ57がオン、即ちスロットル弁15が全閉状態となっているか否かを判定する。

このS9のステップにてアイドルスイッチ57がオンであると判断した場合、運転者がアクセルペダル26を踏み込んでいないことから、S10にてスリップ制御中フラグ F_s をリセットし、S6のステップに移行する。

又、S9のステップにてアイドルスイッチ57がオフであると判断した場合には、S6のステップにて再びスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定する。

なお、運転者がスリップ制御を選択する手動スイッチを操作していない場合、TCL58は前述のようにしてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を算出した後、旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルクを演算する。この車両68の旋回制御に際し、TCL58は操舵軸旋回角 δ_H と車速 V とから、車両68の目標横加速度 G_{yo} を算出し、車両68が極端なアンダーステアリングとならないような車体前後方向の加速度、つまり目標前後加速度 G_{xo} をこの目標横加速度 G_{yo} に基づいて設定する。そして、 *

$$\delta = \frac{\delta_H}{\rho_H} \quad \dots(8)$$

$$G_{yo} = \frac{\delta}{l \left(A + \frac{1}{V^2} \right)} \quad \dots(9)$$

但し、 ρ_H は操舵歯車変速比、1は車両68のホイールベース、 A は車両のスタビリティファクタである。

このスタビリティファクタ A は、周知のように車両68の懸架装置の構成やタイヤの特性等によって決まる値である。具体的には、定常円旋回時にて車両68に発生する実際の横加速度 G_r と、この時の操舵軸69の操舵角比 δ_H / δ_{H0} (操舵軸69の中立位置 δ_m を基準として横加速度 G_r が0近傍となる極低速走行状態での操舵軸69の旋回角 δ_{H0} に対して加速時における操舵軸69の旋回角 δ_H の割

* この目標前後加速度 G_{xo} と対応する機関11の目標駆動トルクを算出する。

ところで、車両68の横加速度 G_r は後輪速差 $|V_{Rl} - V_{Rr}|$ を利用して実際に算出することができるが、操舵軸旋回角 δ_H を利用することによって、車両68に作用する横加速度 G_r の値の予測が可能となるため、迅速な制御を行うことができる利点を有する。

しかしながら、操舵軸旋回角 δ_H と車速 V とによって、機関11の目標駆動トルクを求めるだけでは、運転者の意志が全く反映されず、車両68の操縦性の面で運転者に不満の残る虞がある。このため、運転者が希望している機関11の要求駆動トルク T_d をアクセルペダル26の踏み込み量から求め、この要求駆動トルク T_d を勘案して機関11の目標駆動トルクを設定することが望ましい。又、15ミリ秒毎に設定される機関11の目標駆動トルクの増減量が非常に大きな場合には、車両68の加減速に伴うショックが発生し、乗り心地の低下を招来することから、機関11の目標駆動トルクの増減量が車両68の乗り心地の低下を招来する程大きくなった場合には、この目標駆動トルクの増減量を規制する必要もある。

更に、路面が高 μ 路か或いは低 μ 路かによって、機関11の目標駆動トルクを変えないと、例えば低 μ 路を走行中に高 μ 路用の目標駆動トルクで機関11を運転した場合、前輪60, 61がスリップして安全な走行が不可能になってしまう虞があるため、TCL58は高 μ 路用の目標駆動トルク T_{mH} と低 μ 路用の目標駆動トルク T_{mL} とをそれぞれ算出しておくことが望ましい。

以上のような知見を考慮した高 μ 路用の旋回制御の演算ブロックを表す第11図に示すように、TCL58は一對の後輪回転センサ66, 67の出力から車速 V を前記(1)式により演算すると共に操舵角センサ7からの検出信号に基づいて前輪60, 61の舵角 δ を下式(8)より演算し、この時の車両68の目標横加速度 G_{yo} を下式(9)より求める。

合) との関係を表す例えば第12図に示すようなグラフにおける接線の傾きとして表現される。つまり、横加速度 G_r が小さくて車速 V が余り高くない領域では、スタビリティファクタ A がほぼ一定値 ($A=0.002$) となっているが、横加速度 G_r が0.6gを越えると、スタビリティファクタ A が急増し、車両68は極めて強いアンダーステアリング傾向を示すようになる。

以上のようなことから、第12図を基にした場合には、スタビリティファクタ A を0.002以下に設定し、(9)

式により算出される車両68の目標横加速度 G_{m0} が0.6g未満となるように、機関11の目標駆動トルクを制御する。

このようにして目標横加速度 G_{m0} を算出したならば、予めこの目標横加速度 G_{m0} の大きさと車速 V とに応じて *

$$T_b = \frac{G_{x0} \cdot W_b \cdot r + T_L}{\rho_m \cdot \rho_d} \quad \dots (10)$$

但し、 T_L は車両68の横加速度 G_y の関数として求められる路面の抵抗であるロードロード (Road-Load) トルクであり、本実施例では第14図に示す如きマップから求め

ている。
次に、基準駆動トルク T_b の採用割合を決定するため、この基準駆動トルク T_b に重み付けの係数 α を乗算して補正基準駆動トルクを求める。重み付けの係数 α は、車両68を旋回走行させて経験的に設定するが、高 μ 路では0.6程度前後の数値を採用する。

一方、クランク角センサ55により検出される機関回転数 N_e とアクセル開度センサ59により検出されるアクセル開度 θ_a とを基に運転者が希望する要求駆動トルク T_d を第15図に示す如きマップから求め、次いで前記重み付けの係数 α に対応した補正要求駆動トルクを要求駆動トルク T_d に $(1-\alpha)$ を乗算することにより算出する。例えば、 $\alpha=0.6$ に設定した場合には、基準駆動トルク T_b と希望駆動トルク T_d との採用割合が6対4となる。

従って、機関11の目標駆動トルク T_{th} は下式 (11) にて算出される。

$$T_{th} = \alpha \cdot T_b + (1 - \alpha) \cdot T_d \quad \dots (11)$$

車両68には、高 μ 路用の旋回制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者がこの手動スイッチを操作して高 μ 路用の旋回制御を選択した場合、以下に説明する高 μ 路用の旋回制御の操作を行うようになっている。

この高 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{th} を決定するための制御の流れを表す第16図に示すように、H1にて上述した各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_{th} が算出されるが、この操作は前記手動スイッチの操作とは関係なく行われる。

次に、H2にて車両68が高 μ 路の旋回制御中であるかどうか、つまり高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされているかどうかを判定する。最初は高 μ 路旋回制御中ではないので、高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がリセット状態であると判断し、H3にて目標駆動トルク T_{th} が予め設定した閾値、例えば $(T_d - 2)$ 以下かどうかを判定する。つまり、車両68の直進状態でも目標駆動トルク T_{th} を算出することができるが、その値は運転者の要求駆動トルク T_d よりも遥かに大きいのが普通である。しかし、この要求駆動トルク T_d が車両68の旋回時には一般的に小さくなるので、目標駆動トルク T_{th} が閾値 $(T_d - 2)$ 以下となった時の旋回制御の開始条件として設定するようにしている。

* 設定された車両68の目標前後加速度 G_{m0} をTCL58に予め記憶された第13図に示す如きマップから求め、この目標前後加速度 G_{m0} により機関11の基準駆動トルク T_b を下式 (10) により算出する。

なお、この閾値を $(T_d - 2)$ と設定したのは、制御のハンチングを防止するためのヒステリシスとしてである。

H3のステップにて目標駆動トルク T_{th} が閾値 $(T_d - 2)$ 以下であると判断すると、TCL58はH4にてアイドルスイッチ57がオフ状態かどうかを判定する。

このH4のステップにてアイドルスイッチ57がオフ状態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込まれていると判断した場合、H5にて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされる。次に、H6にて舵角中立位置学習済フラグ F_h がセットされているかどうか、即ち操舵角センサ70によって検出される舵角 δ の信憑性が判定される。

H6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_h がセットされていると判断すると、H7にて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされているかどうか再び判定される。

以上の手順では、H5のステップにて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされているので、H7のステップでは高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされていると判断され、H8にて先の算出値、即ちH1のステップでの目標駆動トルク T_{th} がそのまま採用される。

一方、前記H6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_h がセットされていないと判断すると、(8)式にて算出される舵角 δ の信憑性がないので、(11)式にて算出された目標駆動トルク T_{th} を採用せず、TCL58は目標駆動トルク T_{th} として機関11の最大トルクをH9にて出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

又、前記H3のステップにて目標駆動トルク T_{th} が閾値 $(T_d - 2)$ 以下でないと判断すると、旋回制御に移行せずにH6或いはH7のステップからH9のステップに移行し、TCL58は目標駆動トルク T_{th} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

同様に、H4のステップにてアイドルスイッチ56がオン状態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込まれていないと判断した場合にも、TCL58は目標駆動トルク T_{th} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペ

ダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生して旋回制御には移行しない。

前記H2のステップにて高 μ 路旋回制御中フラグF_{CH}がセットされていると判断した場合には、H10にて今回算出した目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差 ΔT が予め設定した増減許容量T_rよりも大きいか否かを判定する。この増減許容量T_rは乗員に車両68の加減速ショックを感じさせない程度のトルク変化量であり、例えば車両68の目標前後加速度G₇₀を毎秒0.1gに抑えたい場合には、前記(10)式を利用して

$$T_r = 0.1 \cdot \frac{W_b \cdot r}{\rho_m \cdot \rho_d} \cdot \Delta t$$

となる。

前記H10のステップにて今回算出した目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差 ΔT が予め設定した増減許容量T_rよりも大きくないと判断されると、H11にて今度は目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差 ΔT が負の増減許容量T_rよりも大きいか否かを判定する。

H11のステップにて今回の目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差 ΔT が負の増減許容量T_rよりも大きいと判断すると、今回算出した目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差の絶対値 $|\Delta T|$ が増減許容量T_rよりも小さいので、算出された今回の目標駆動トルクT_{GH}をそのままH8のステップでの算出値として採用する。

又、H11のステップにて今回算出した目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差 ΔT が負の増減許容量T_rよりも大きくないと判断すると、H12にて今回の目標駆動トルクT_{GH}を下式により修正、これをH8のステップでの算出値として採用する。

$$T_{GH} = T_{GH(a-1)} - T_r$$

つまり、前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}に対する下げ幅を増減許容量T_rで規制し、機関11の駆動トルク低減に伴う減速ショックを少なくするのである。

一方、前記H10のステップにて今回算出した目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差 ΔT が増減許容量T_r以上であると判断されると、H13にて今回の目標駆動トルクT_{GH}を下式により修正、これをH8のステップでの算出値として採用する。

$$T_{GH} = T_{GH(a-1)} + T_r$$

つまり、駆動トルクの増大の場合も前述の駆動トルク減少の場合と同様に、今回算出した目標駆動トルクT_{GH}と前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}との差 ΔT が増減許容量T_rを越えた場合には、前回算出した目標駆動トルクT_{GH(a-1)}に対する上げ幅を増減許容量T_rで規制し、機関11の駆動トルク増大に伴う加速ショックを少なくするのである。

このように、目標駆動トルクT_{GH}の増減量を規制した

場合の操舵軸旋回角 δ_H と目標前後加速度G₇₀と目標駆動トルクT_{GH}と実際の前後加速度G_xとの変化状態を破線で表す第17図に示すように、目標駆動トルクT_{GH}の増減量を規制しなかった実線で示す場合よりも、実際の前後加速度G_xの変化は滑らかとなり、加減速ショックが解消されていることが判る。

以上のようにして目標駆動トルクT_{GH}が設定されると、TCL58はH14にてこの目標駆動トルクT_{GH}が運転者の要求駆動トルクT_dよりも大きいか否かを判定する。

ここで、高 μ 路旋回制御中フラグF_{CH}がセットされている場合、目標駆動トルクT_{GH}は運転者の要求駆動トルクT_dよりも大きくないので、H15にてアイドルスイッチ57がオン状態か否かを判定する。

このH15のステップにてアイドルスイッチ57がオン状態でないと判断されると、旋回制御を必要としている状態であるので、前記H6のステップに移行する。そして、このH6のステップにて舵角中立位置学習済フラグF_Hがセットされていると判断し、更にH7のステップにて高 μ 路旋回制御中フラグF_{CH}がセットされていると判断すると、H1又はH12又はH13のステップにて採用された算出値が旋回制御用の目標駆動トルクT_{GH}として選択される。

又、前記H14のステップにて目標駆動トルクT_{GH}が運転者の要求駆動トルクT_dよりも大きいと判断した場合、車両68の旋回走行が終了した状態を意味するので、TCL58はH16にて高 μ 路旋回制御中フラグF_{CH}をリセットする。同様に、H15のステップにてアイドルスイッチ57がオン状態であると判断されると、アクセルペダル26が踏み込まれていない状態であるので、H16のステップに移行して高 μ 路旋回制御中フラグF_{CH}をリセットする。

このH16にて高 μ 路旋回制御中フラグF_{CH}がリセットされると、TCL58は目標駆動トルクT_{GH}として機関11の最大トルクをH9にて出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

なお、本実施例では車両68の目標横加速度G₇₀から機関11の目標駆動トルクT_{GH}を算出し、この目標駆動トルクT_{GH}と予め設定した閾値(T_d-2)とを比較し、目標駆動トルクT_{GH}が閾値(T_d-2)以下となった場合に旋回制御を開始するように判定したが、車両68の目標横加速度G₇₀と予め設定した基準値、例えば0.6gとを直接比較し、この目標横加速度G₇₀が基準値である0.6g以上となった場合に、旋回制御を開始すると判定することも当然可能である。

この高 μ 路旋回制御用の目標駆動トルクT_{GH}を算出したのち、TCL58は低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルクT_{GL}を以下のように算出する。

ところで、低 μ 路では実際の横加速度G_xよりも目標横加速度G₇₀の方が大きな値となるため、目標横加速度G₇₀

10

20

30

40

50

が予め設定した閾値よりも大きいかな否かを判定し、目標横加速度 G_{m0} がこの閾値よりも大きい場合には、車両68が低 μ 路を走行中であると判断し、必要に応じて旋回制御を行えば良い。

この低 μ 路用の旋回制御の演算ブロックを表す第18図に示すように、操舵軸旋回角 δ_H と車速 V とから目標横加速度 G_{m0} を前記(9)式により求め、この時のスタビリティファクタ A として、例えば0.005を採用する。

次に、この目標横加速度 G_{m0} と車速 V とから目標前後加速度 G_{m0} を求めるが、本実施例ではこの目標前後加速度 G_{m0} を第19図に示す如きマップから読み出している。このマップは、目標前後加速度 G_{m0} の大きさに応じて車両68が安全に走行できるような目標前後加速度 G_{m0} を車速 V と関係付けて表したものであり、試験走行結果等に基づいて設定される。

そして、この目標前後加速度 G_{m0} に基づいて基準駆動トルク T_b を前記(10)式により算出するか、或いはマップにより求めてこの基準駆動トルク T_b の採用割合を決める。この場合、重み付けの係数 α は高 μ 路用の係数 α よりも大きく、例えば $\alpha=0.8$ の如く設定されるが、これは低 μ 路において運転者の要求に対する反映割合を少なくし、危険性の高い低 μ 路を安全且つ確実に旋回走行できるようにしたためである。

一方、運転者の要求駆動トルク T_d としては、高 μ 路用の演算作業の際に算出したものがそのまま採用され、従って基準駆動トルク T_b に要求駆動トルク T_d を考慮した目標駆動トルク T_{0L} は、前記(11)式と同様な下式(12)*

$$G_y = \frac{|V_{FL} - V_{RR}| \cdot V}{3.6^2 \cdot b \cdot g} \quad \dots(13)$$

但し、 b は後輪64,65のトレッドである。

前記L3のステップにて目標横加速度 G_{m0} が閾値($G_r + 0.05g$)より大きい、即ち車両68が低 μ 路を旋回走行中であると判断すると、TCL58はL4にてTCL58に内蔵された図示しない低 μ 路用タイマをカウントアップするが、この低 μ 路用タイマのカウント時間は例えば5ミリ秒である。そして、低 μ 路用タイマのカウントが完了するまでは、後述するL6以降のステップに移行し、15ミリ秒毎に前記(9)式による目標横加速度 G_{m0} と(13)式による実際の横加速度 G_r とを演算してL3の判定操作を繰り返す。

つまり、低 μ 路用タイマのカウント開始から0.5秒が経過するまでは、L6, L7のステップを経てL8のステップに移行し、TCL58は目標駆動トルク T_{0L} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54はトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

目標横加速度 G_{m0} が閾値($G_r + 0.05g$)より大きい状態が0.5秒継続しない場合、TCL58は車両68が低 μ 路を走行

*により算出される。

$$T_{0L} = \alpha \cdot T_b + (1 - \alpha) \cdot T_d \quad \dots(12)$$

車両68には、低 μ 路用の旋回制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者がこの手動スイッチを操作して低 μ 路用の旋回制御を選択した場合、以下に説明する低 μ 路用の旋回制御の操作を行うようになっている。

この低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{0L} を決定するための制御の流れを表す第20図に示すように、L1にて前述のようにして各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_{0L} が算出されるが、この操作は手動スイッチの操作に関係なく行われる。

次に、L2にて車両68が低 μ 路の旋回制御中であるかどうか、つまり低 μ 路旋回制御中フラグ F_{CL} がセットされているかどうかを判定する。最初は低 μ 路旋回制御中ではないので、低 μ 路旋回制御中フラグ F_{CL} がリセット状態であると判断し、L3にて後輪64, 65の回転差により算出される実際の横加速度 G_r に0.05gを加えることにより予め設定した閾値よりも目標横加速度 G_{m0} が大きいかな否か、つまり低 μ 路では実際の横加速度 G_r よりも目標横加速度 G_{m0} の方が大きな値となるため、目標横加速度 G_{m0} がこの閾値よりも大きいかな否かを判定し、目標横加速度 G_{m0} が閾値よりも大きい場合には、車両68が低 μ 路を走行中であると判断する。なお、車両68に発生する実際の横加速度 G_r は、後輪の周速差 $|V_{RL} + V_{RR}|$ と車速 V とから下式(13)のように算出される。

中ではないと判断し、L9にて低 μ 路用タイマのカウントをクリアしてL6~L8のステップに移行する。

目標横加速度 G_{m0} が閾値($G_r + 0.05g$)より大きい状態が0.5秒継続すると、L10にてアイドルスイッチ57がオフ状態かな否かを判定し、アイドルスイッチ57がオン状態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込まれていないと判断した場合には、低 μ 路用の旋回制御には移行せずにL9にて低 μ 路用タイマのカウントをクリアし、L6~L8のステップにて移行してTCL58は目標駆動トルク T_{0L} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

このL10のステップにてアイドルスイッチ57がオフ状態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込まれていると判断した場合、L11にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{CL} がセットされる。次に、L6にて舵角中立位置学習済フラグ F_E がセットされているかな否か、即ち操舵角センサ70によって検出される舵角 δ の信憑性が判定される。

L6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_E がセッ

トされていると判断すると、L7にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされているか否かが再び判定される。ここで、L11のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされている場合には、L12のステップにて先の算出値、即ち、L1のステップでの目標駆動トルク T_{ol} がそのまま採用される。

前記L6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされていないと判断すると、舵角 δ の信憑性がないのでL8のステップに移行し、L1にて先に算出された

(12) 式の目標駆動トルク T_{ol} を採用せず、TCL58は目標駆動トルク T_m として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

一方、前記L2のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされていると判断した場合には、L13のステップに移行する。

このL13～L16のステップでは、高 μ 路用旋回制御の場合と同様に、今回算出した目標駆動トルク T_{ol} と前回算出した目標駆動トルク $T_{ol(n-1)}$ との差 ΔT が増減許容量 T_r よりも大きいと判断し、増減いずれの場合でもこれが増減許容量 T_r 以内であれば、今回算出した目標駆動トルク T_{ol} をそのままL12のステップでの算出値として採用し、 ΔT が増減許容量 T_r を越えている場合には、目標駆動トルク T_{ol} を増減許容量 T_r にて規制する。

つまり、目標駆動トルク T_{ol} を減少させる場合には、L15にて今回の目標駆動トルク T_{ol} を

$$T_{ol} = T_{ol(n-1)} - T_r$$

に修正し、これをL12のステップでの算出値として採用する。逆に、目標駆動トルク T_{ol} を増大させる場合には、L16にて今回の目標駆動トルク T_{ol} を

$$T_{ol} = T_{ol(n-1)} + T_r$$

に修正し、これをL12のステップでの算出値として採用する。

以上のようにして目標駆動トルク T_{ol} が設定されると、TCL58はL17にてこの目標駆動トルク T_{ol} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいと判断する。

ここで、低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされている場合、目標駆動トルク T_{ol} は要求駆動トルク T_d よりも大きくないので、L9のステップに移行し、低 μ 路用タイマのカウントをクリアしてL6, L7のステップに移行し、ここで舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされていると判断され、更に低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされていると判断されると、L1又はL15又はL16のステップにて採用された算出値が低 μ 路旋回制御用の駆動トルク T_{ol} として選択される。

又、前記L17のステップにて目標駆動トルク T_{ol} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいと判断した場合でも、次のL18にて操舵軸旋回角 δ_H が例えば20度未満で

はないと判断された場合、車両68は旋回走行中であるので旋回制御をそのまま続行する。

前記L17のステップにて目標駆動トルク T_{ol} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいと判断され、且つL18にて操舵軸旋回角 δ_H が例えば20度未満であると判断された場合、車両68の旋回走行が終了した状態を意味するので、TCL58はL19にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} をリセットする。

このL19のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がリセットされると、低 μ 路用タイマをカウントする必要がないので、この低 μ 路用タイマのカウントをクリアし、L6, L7のステップに移行するが、L7のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がリセット状態にあると判断されるため、L8のステップに移行してTCL58は目標駆動トルク T_{ol} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

なお、上述した旋回制御の手順を簡素化するために運転者の要求駆動トルク T_d を無視することも当然可能であり、この場合には目標駆動トルクとして前記(10)式により算出可能な基準駆動トルク T_b を採用すれば良い。又、本実施例のように運転者の要求駆動トルク T_d を勘案する場合でも、重み付けの係数 α を固定値とするのではなく、第21図に示すように制御開始後の時間の経過と共に係数 α の値を漸次減少させたり、或いは第22図に示すように車速に応じて漸次減少させ、運転者の要求駆動トルク T_d の採用割合を徐々に多くするようにしても良い。同様に、第23図に示すように制御開始後のしばらくの間は係数 α の値を一定値にしておき、所定時間の経過後に漸次減少させたり、或いは操舵軸旋回角 δ_H の増大に伴って係数 α の値を増加させ、特に曲率半径が次第に小さくなるような旋回路に対し、車両68を安全に走行させるようにすることも可能である。

なお、上述した演算処理方法では、機関11の急激な駆動トルクの変動による加減速ショックを防止するため、目標駆動トルク T_m , T_{ol} を算出するに際して増減許容量 T_r によりこの目標駆動トルク T_m , T_{ol} の規制を図っているが、この規制を目標前後加速度 G_{X0} に対して行うようにしても良い。この場合の増減許容量を G_r とした時、 n 回時における目標前後加速度 $G_{X0(n)}$ の演算過程を以下に示す。

$G_{X0(n)} - G_{X0(n-1)} > G_r$ の場合、

$$G_{X0(n)} = G_{X0(n-1)} + G_r$$

$G_{X0(n)} - G_{X0(n-1)} < -G_r$ の場合、

$$G_{X0(n)} = G_{X0(n-1)} - G_r$$

なお、主タイマのサンプリングタイムを15ミリ秒として目標前後加速度 G_{X0} の変化を毎秒0.1gに抑えたい場合には、

$$G_k = 0.1 \cdot \Delta t$$

となる。

この低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{ol} を算出したのち、TCL58はこれら三つの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{oh} 、 T_{ol} から最適な最終目標駆動トルク T_o を選択し、これをECU54に出力する。この場合、車両68の走行安全性を考慮して一番小さな数値の目標駆動トルクを優先して出力する。但し、一般的にはスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} が低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{ol} よりも常に小さいことから、スリップ制御用、低 μ 路旋回制御用、高 μ 路旋回制御用の順に最終目標駆動トルク T_o を選択すれば良い。

この処理の流れを表す第24図に示すように、M11にて上述した三つの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{oh} 、 T_{ol} を算出した後、M12にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定する。

このM12のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断したならば、TCL58は最終目標駆動トルク T_o としてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} をM13にて選択し、これをECU54に出力する。

ECU54には、機関回転数 N_e と機関11の駆動トルクとをパラメータとしてスロットル開度 θ_r を求めるためのマップが記憶されており、M14にてECU54はこのマップを用い、現在の機関回転数 N_e とこの目標駆動トルク T_{os} に対応した目標スロットル開度 θ_{r0} を読み出す。次いで、ECU54はこの目標スロットル開度 θ_{r0} とスロットル開度センサ56から出力される実際のスロットル開度 θ_r との偏差を求め、一対のトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を前記偏差に見合う値に設定して各トルク制御用電磁弁46, 51のプランジャ47, 52のソレノイドに電流を流し、アクチュエータ36の作動により実際のスロットル開度 θ_r が目標値 θ_{r0} に下がるように制御する。

前記M12のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないと判断したならば、M15にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされているか否かを判定する。

このM15のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_o として低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{ol} をM16にて選択し、M14のステップに移行する。

又、M15のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{cl} がセットされていないと判断したならば、M17にて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされているか否かを判定する。

そして、このM17のステップにて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_o として高 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{oh} をM18にて選択し、M14のステップに移行する。

一方、前記M17のステップにて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{ch} がセットされていないと判断したならば、TCL58は

最終目標駆動トルク T_o として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。この場合、本実施例では一対のトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を無条件に0%にはせず、ECU54は実際のアクセル開度 θ_a と最大スロットル開度規制値とを比較し、アクセル開度 θ_a が最大スロットル開度規制値を越える場合は、アクセル開度 θ_a が最大スロットル開度規制値となるように、一対のトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を決定してプランジャ47, 52を駆動する。この最大スロットル開度規制値は機関回転数 N_e の関数とし、ある値（例えば、2000rpm）以上では全閉状態或いはその近傍に設定しているが、これ以下の低回転の領域では、機関回転数 N_e の低下に伴って数十%の開度にまで次第に小さくなるように設定してある。

このようなスロットル開度 θ_r の規制を行う理由は、TCL58が機関11の駆動トルクを低減する必要性の有ることを判定した場合の制御の応答性を高めるためである。即ち、現在の車両68の設計方針は、車両68の加速性や最大出力を向上させるため、スロットルボディ16のボア径（通路断面積）を極めて大きくする傾向にあり、機関11が低回転領域にある場合には、スロットル開度 θ_r が数十%程度で吸入空気量が飽和してしまう。そこで、アクセルペダル26の踏み込み量に応じてスロットル開度 θ_r を全開或いはその近傍に設定するよりも、予め定めた位置に規制しておくことにより、駆動トルクの低減指令があった時の目標スロットル開度 θ_{r0} と実際のスロットル開度 θ_r との偏差が少なくなり、すばやく目標スロットル開度 θ_{r0} に下げることができるからである。

上述した実施例では、高 μ 路と低 μ 路との二種類の旋回制御用の目標駆動トルクを算出するようにしたが、更に高 μ 路と低 μ 路との中間の路面すなわち中 μ 路に対応する旋回制御用の目標駆動トルク T_{om} をも算出し、これらの目標駆動トルク T_{oh} 、 T_{om} 、 T_{ol} から最終的な目標駆動トルクを選択するようにしても良い。

逆に、一種類の旋回制御用の目標駆動トルク T_{om} を算出し、スリップ制御中の場合にはその目標駆動トルク T_{os} が旋回制御用の前記目標駆動トルク T_{om} よりも一般的には常に小さいことから、このスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を旋回制御用の目標駆動トルク T_{om} に優先して選択することも当然可能である。

このような本発明による他の一実施例の処理の流れを表す第25図に示すように、M21にてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} と旋回制御用の目標駆動トルク T_{om} を前述したと同様な方法で算出した後、M22にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定する。

このM22のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク

T_0 としてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{0s} をM23にて選択する。そして、M24にてECU54は現在の機関回転数 N_e とこの目標駆動トルク T_{0s} に対応した目標スロットル開度 θ_{10} をこのECU54に記憶されたマップから読み出し、この目標スロットル開度 θ_{10} とスロットル開度センサ56から出力される実際のスロットル開度 θ_r との偏差を求め、一対のトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を前記偏差に見合う値に設定して各トルク制御用電磁弁46, 51のプランジャ47, 52のソレノイドに電流を流し、アクチュエータ36の作動により実際のスロットル開度 θ_r が目標値 θ_{10} に下がるように制御する。

前記M22のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないと判断したならば、M25にて旋回制御中フラグ F_{α} がセットされているか否かを判定する。

このM25のステップにて旋回制御中フラグ F_{α} がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_0 として旋回制御用の目標駆動トルク $T_{0\omega}$ をM26にて選択し、M24のステップに移行する。

一方、前記M25のステップにて旋回制御中フラグ F_{α} がセットされていないと判断したならば、TCL58は最終目標駆動トルク T_0 として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46, 51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

以上で本発明の具体的実施例の説明を終えるが、本発明の態様はこの実施例に限るものではなく、例えば本発明をF・R車やパートタイム4輪駆動車等、F・F車以外の自動車に適用してもよい。また、上記実施例では制御装置としてECUとTCLを用いたが、これらを一体化するようにしてもよいし、駆動力制御の方法として点火時期のリタードや圧縮比の低減等を行うようにしてもよい。更に、上記実施例は旋回時を考慮した駆動力制御装置におけるものであるが、本発明を4輪操舵装置等における操舵角演算に適用してもよい。

<発明の効果>

本発明に係る車両の操舵角中立位置演算装置によれば、走行速度、左右従動輪の回転差および走行時間により操舵角の中立位置を学習するようにしたため、トーイン調整や経年変化によるハンドルの切り角と実際の操舵角のずれ等があっても自動的に補正される。その結果、駆動力制御等を高い精度で行うことが可能となり、操縦安定性が向上する。また、2回目以降の学習補正量を所定の値に抑えるようにしたため、中立位置の急激な更改が行われず、安定性も高く保つことができるようになる。

【図面の簡単な説明】

第1図は本発明による車両の出力制御方法を実現し得る機関の制御系の一実施例の概略構成図、第2図はその概念図、第3図はそのスロットル弁の駆動機構を表す断面

図、第4図はその制御の全体の流れを表すフローチャート、第5図は操舵軸の中立位置学習補正制御の流れを表すフローチャート、第6図は操舵軸の中立位置を学習補正した場合の学習値の補正状態の一例を表すグラフ、第7図はタイヤと路面との摩擦係数と、このタイヤのスリップ率との関係を表すグラフ、第8図は車速と走行抵抗との関係を表すマップ、第9図は修正前後加速度と速度補正量との関係を表すマップ、第10図はスリップ制御の流れを表すフローチャート、第11図は高 μ 路用の目標駆動トルクを演算する手順を表すブロック図、第12図はスタビリティファクタを説明するための横加速度と操舵角比との関係を表すグラフ、第13図は横加速度と車速と目標前後加速度との関係を表すマップ、第14図は横加速度とロードロードトルクとの関係を表すマップ、第15図は機関回転数とアクセル開度と要求駆動トルクとの関係を表すマップ、第16図は高 μ 路用の旋回制御の流れを表すフローチャート、第17図は操舵軸旋回角と目標駆動トルクと前後加速度との関係を表すグラフ、第18図は低 μ 路用の目標駆動トルクを演算する手順を表すブロック図、第19図は目標前後加速度と横加速度と車速との関係を表すマップ、第20図は低 μ 路用の旋回制御の流れを表すフローチャート、第21図、第23図は制御開始後の時間と重み付けの係数との関係をそれぞれ表すグラフ、第22図は車速と重み付けの係数との関係を表すグラフ、第24図は最終目標トルクを選択操作の一例を表すフローチャート、第25図は最終目標トルクを選択操作の他の一例を表すフローチャート、第26図は操舵角センサを示す拡大斜視図である。

又、図中の符号で11は機関、12は燃焼室、13は吸気管、14は吸気通路、15はスロットル弁、17はスロットル軸、18はアクセルレバー、19はスロットルレバー、26はアクセルペダル、27はケーブル、29は爪部、30はストッパ、36はアクチュエータ、38は制御棒、42は接続配管、43はバキュームタンク、44は逆止め弁、45, 50は配管、46, 51はトルク制御用電磁弁、54はECU、55はクランク角センサ、56はスロットル開度センサ、57はアイドルスイッチ、58はTCL、59はアクセル開度センサ、60, 61は前輪、62, 63は前輪回転センサ、64, 65は後輪、66, 67は後輪回転センサ、68は車両、69は操舵軸、70は操舵角センサ、71は通信ケーブル、72はスリット板、73は回転角度検出器、74はステアリングコラムであり、Aはスタビリティファクタ、 F_c は操舵中立位置学習済フラグ、 F_s はスリップ制御中フラグ、 F_{α} は高 μ 路用旋回制御中フラグ、 F_{α} は低 μ 路用旋回制御中フラグ、 F_{α} は中 μ 路旋回制御中フラグ、 G_x は目標前後加速度、 G_{x0} は前後加速度、 G_y は横加速度、 G_{y0} は目標横加速度、 g は重力加速度、 T_{0s} はスリップ制御用目標駆動トルク、 $T_{0\omega}$ は高 μ 路用目標駆動トルク、 $T_{0\omega}$ は低 μ 路用目標駆動トルク、 $T_{0\omega}$ は旋回制御用目標駆動トルク、 T_0 は最終目標駆動トルク、 T_2 は基準駆動トルク、 T_d は要求駆動トルク、 V は車速、 s はス

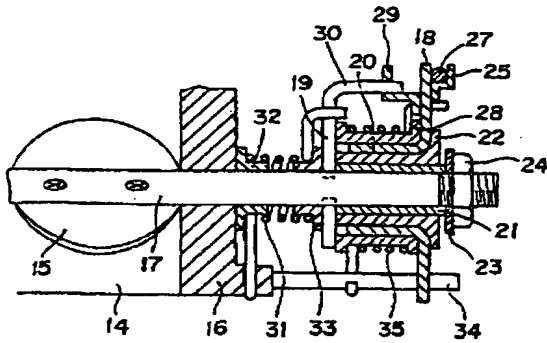
29

30

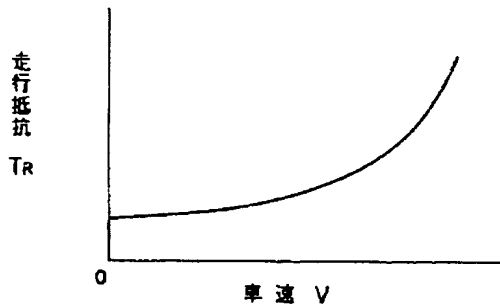
リップ量、 θ_A はアクセル開度、 θ_T はスロットル開度、 θ_{T0} は目標スロットル開度、 δ は前輪の舵角、 δ_H *

* は操舵軸の旋回角、 δ_M は操舵軸中立位置である。

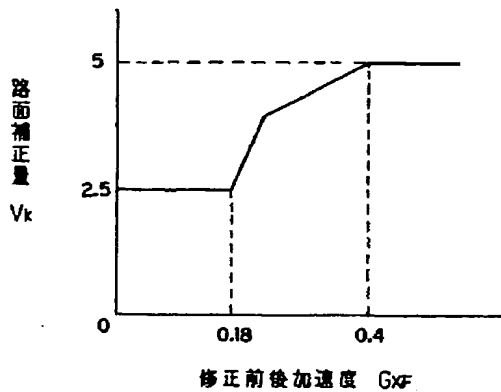
【第3図】



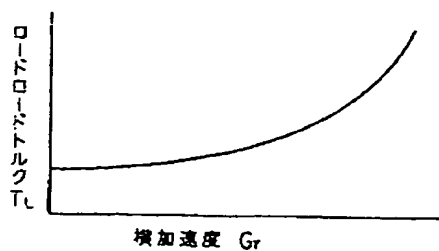
【第8図】



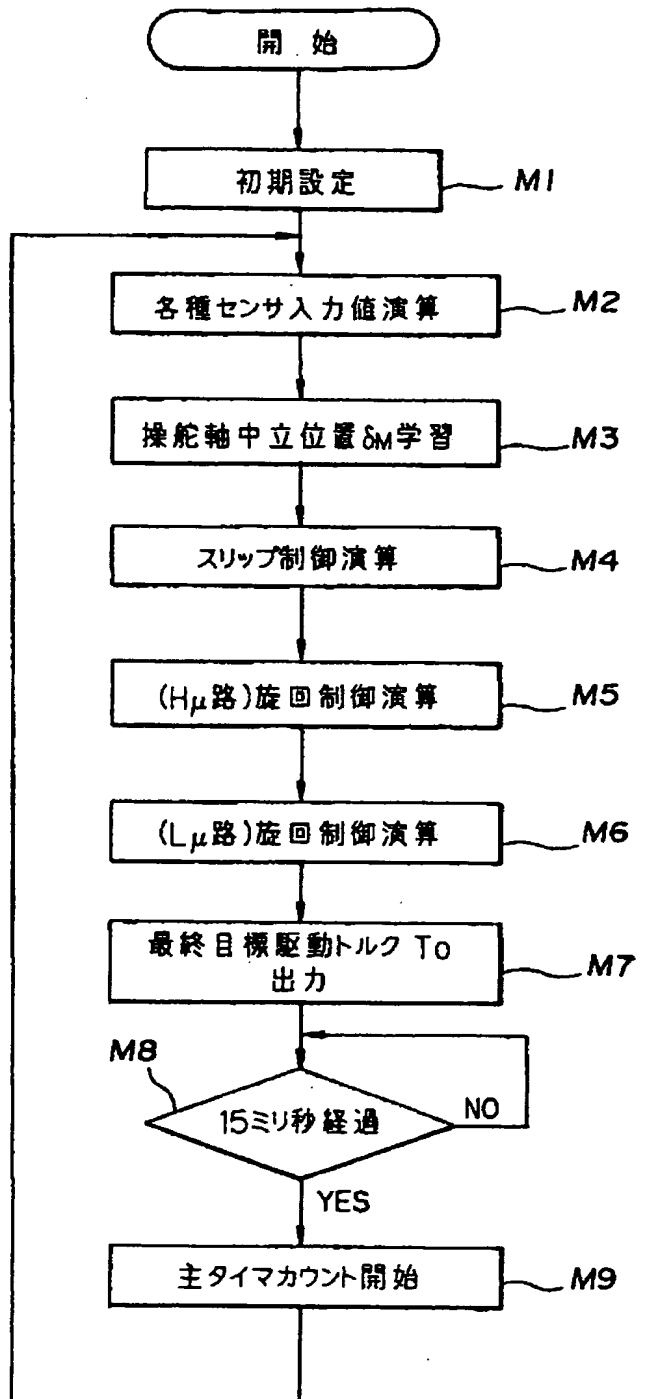
【第9図】



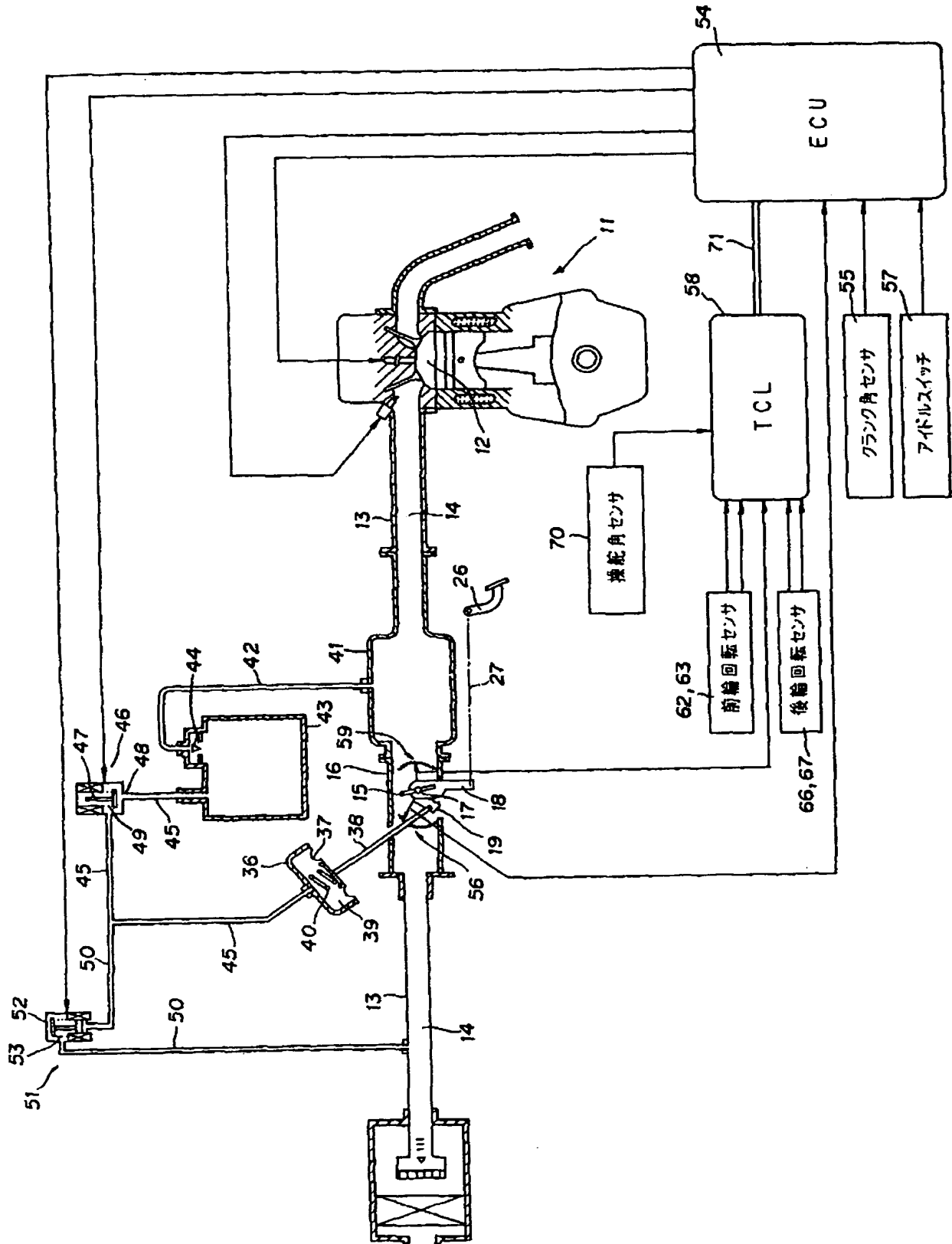
【第14図】



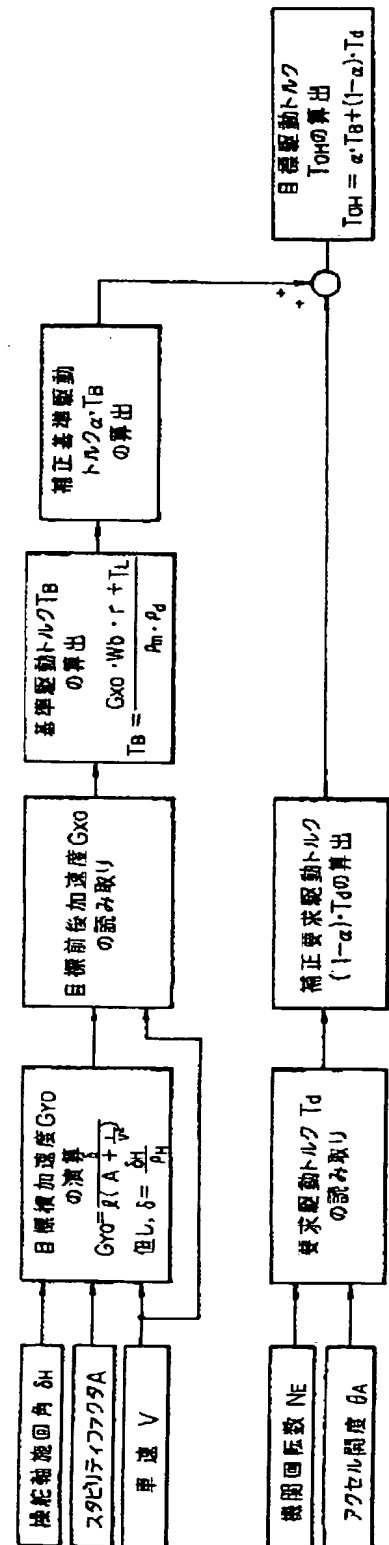
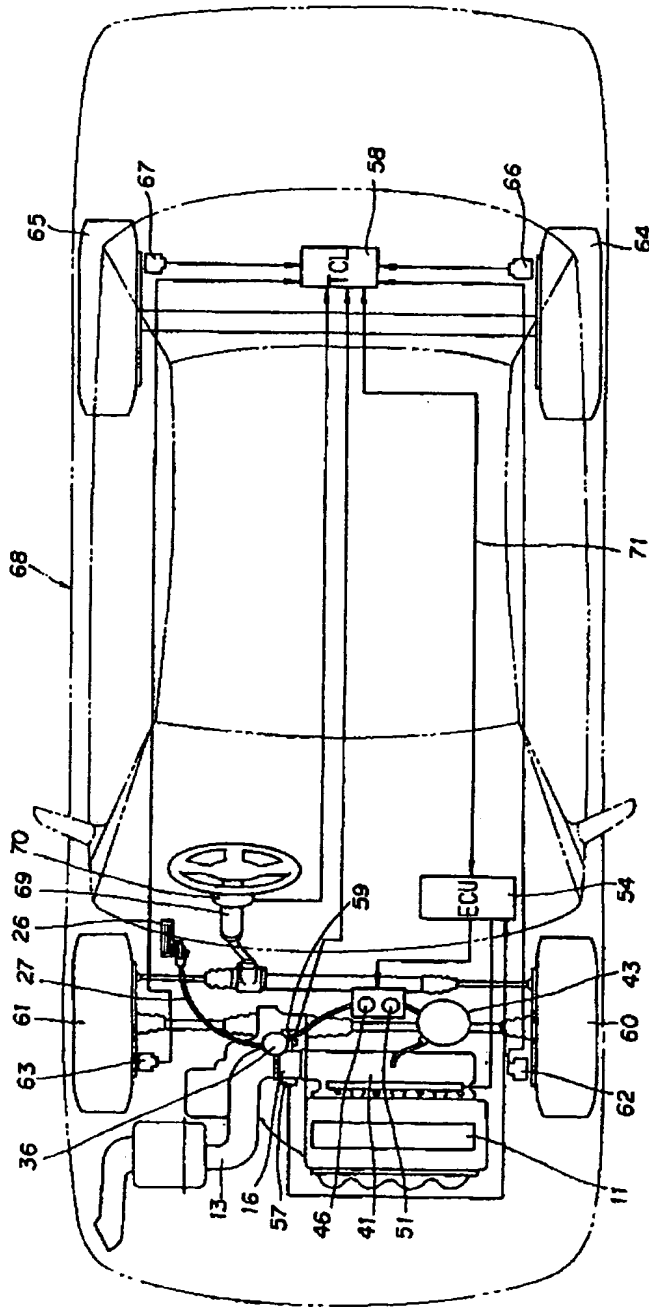
【第4図】



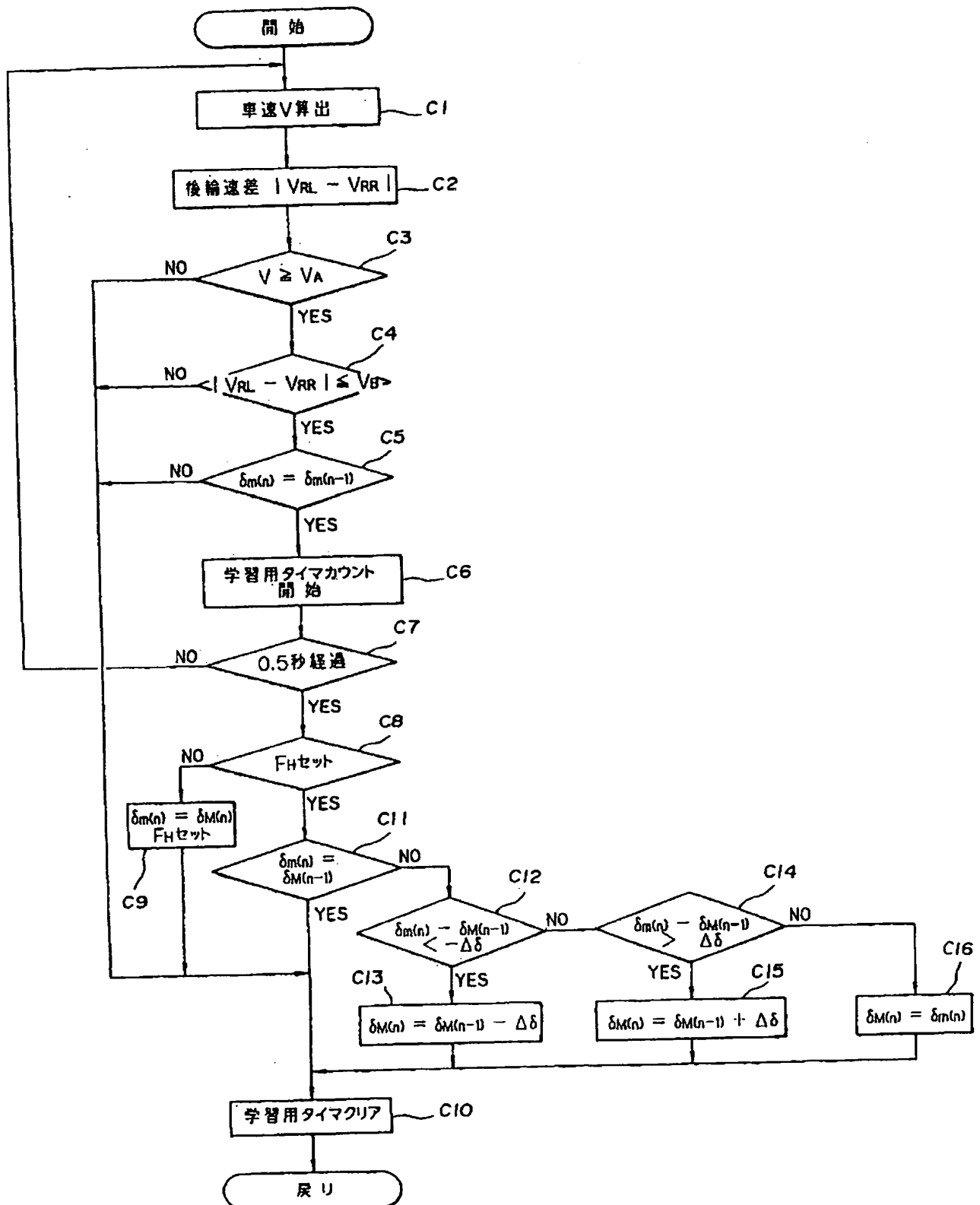
【第 1 図】



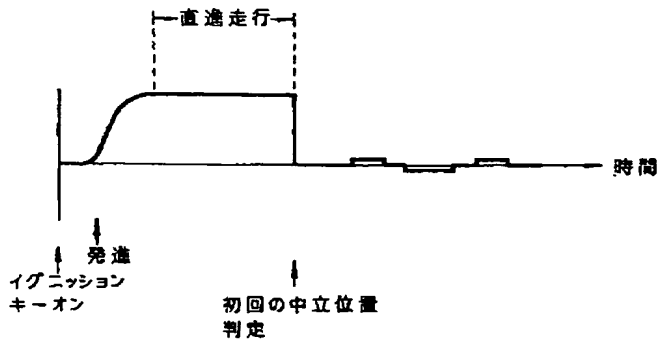
【第 11 図】



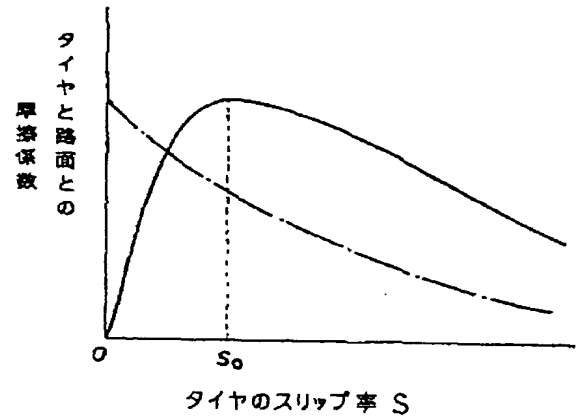
【第5図】



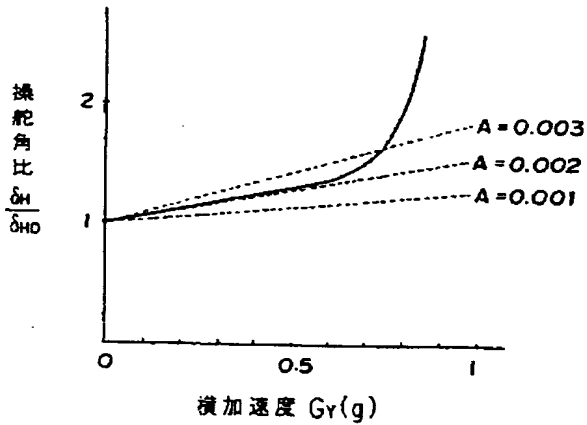
【第6図】



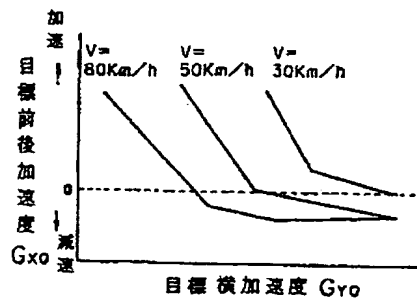
【第7図】



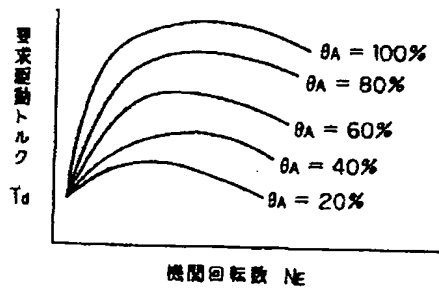
【第12図】



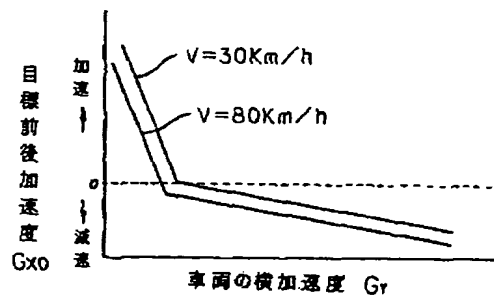
【第13図】



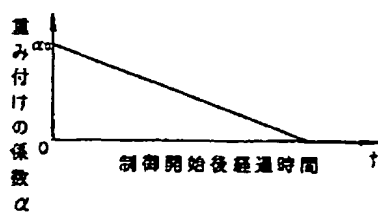
【第15図】



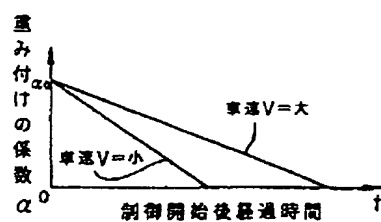
【第19図】



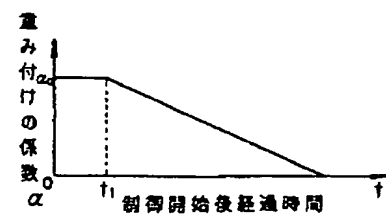
【第21図】



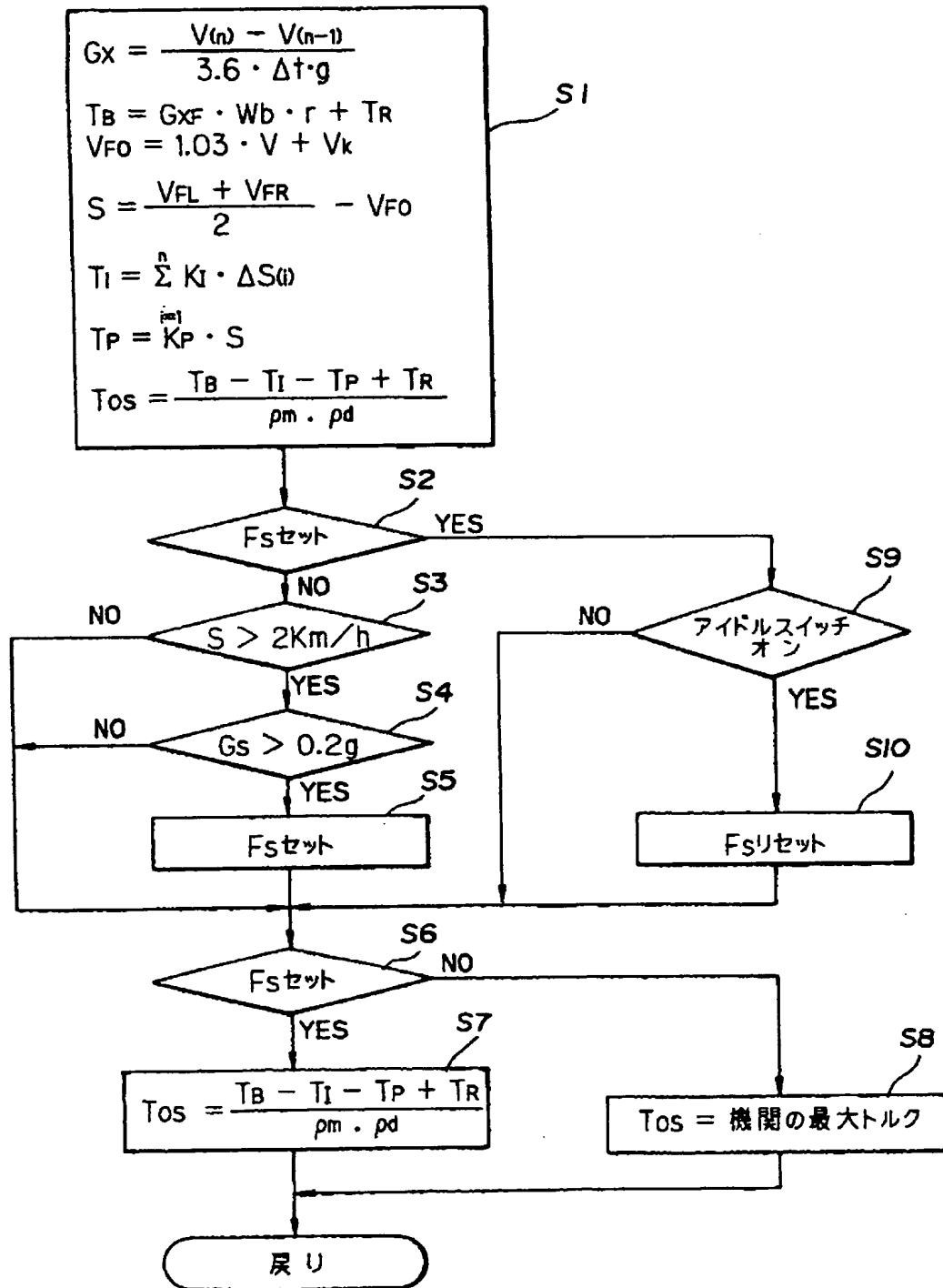
【第22図】



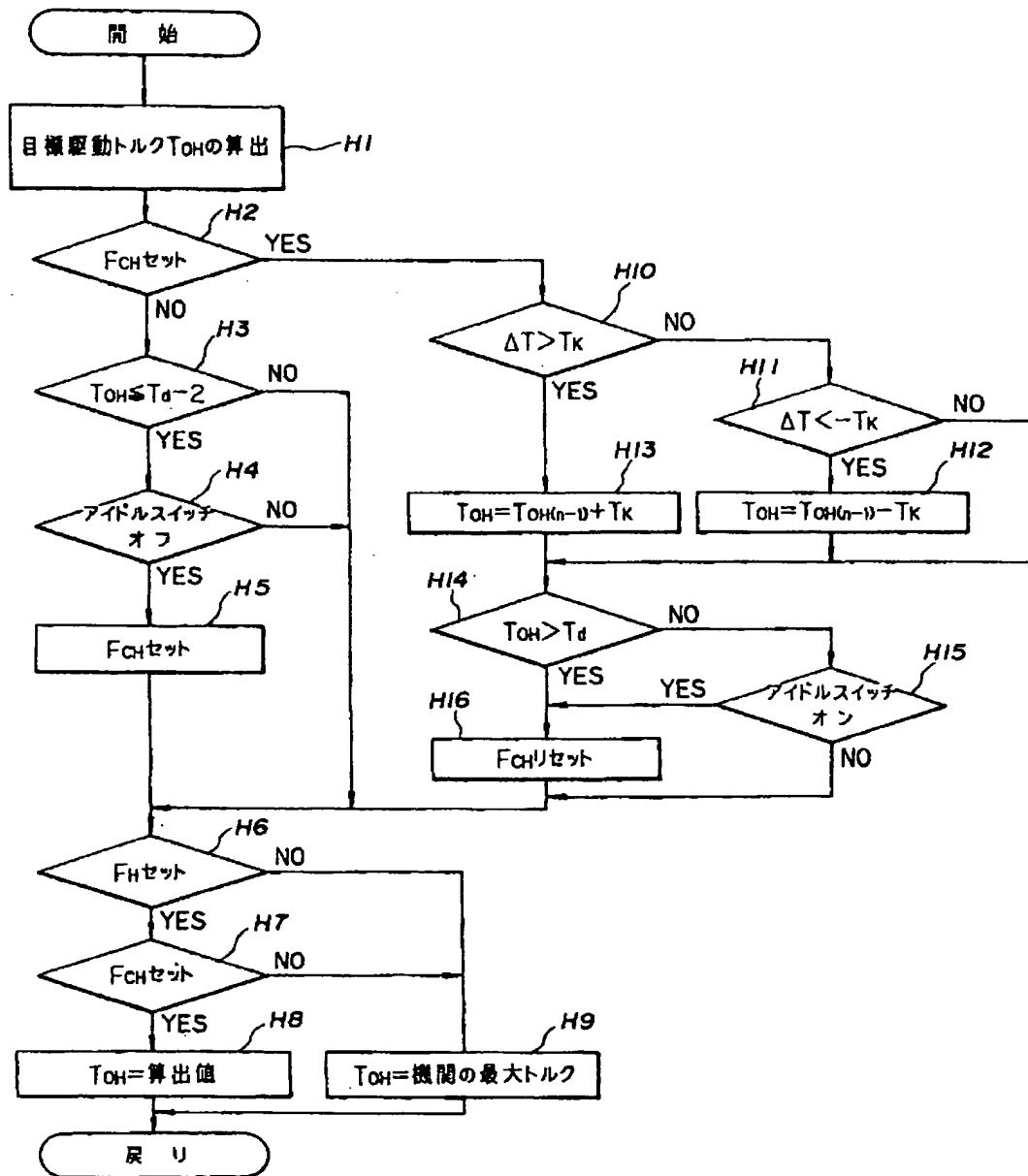
【第23図】



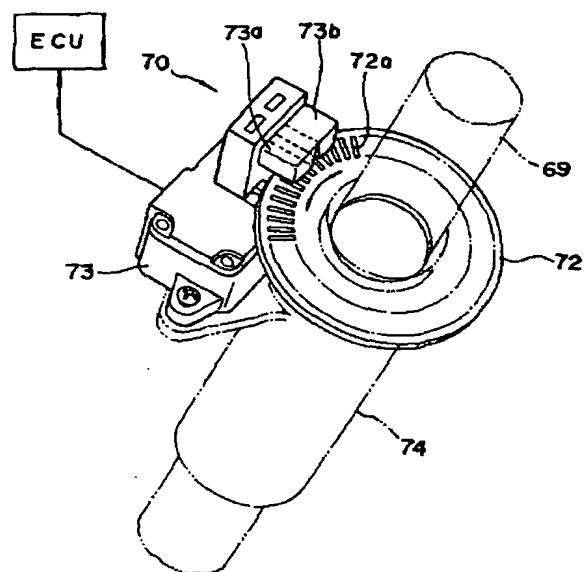
【第10図】



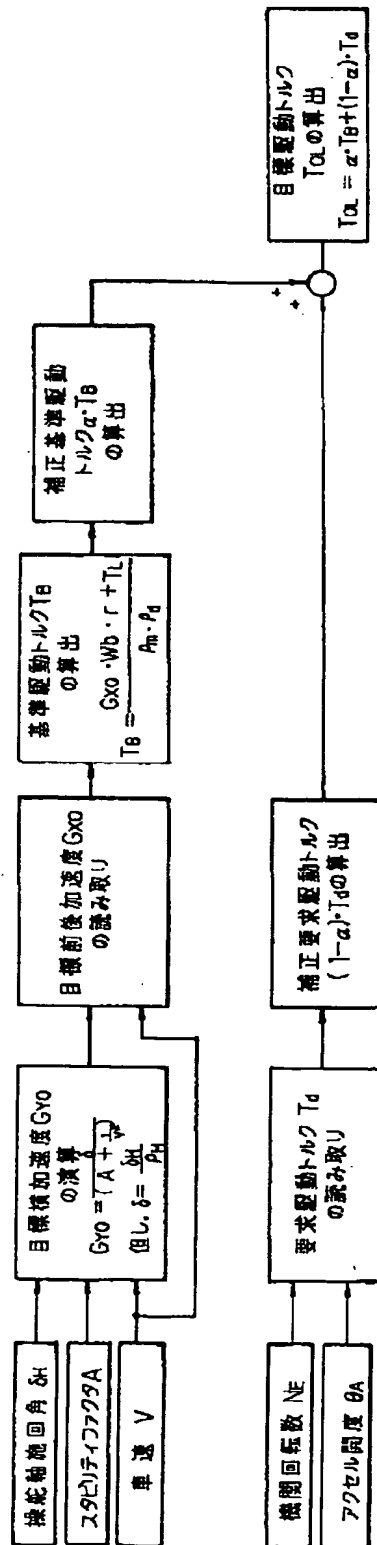
【第 1 6 図】



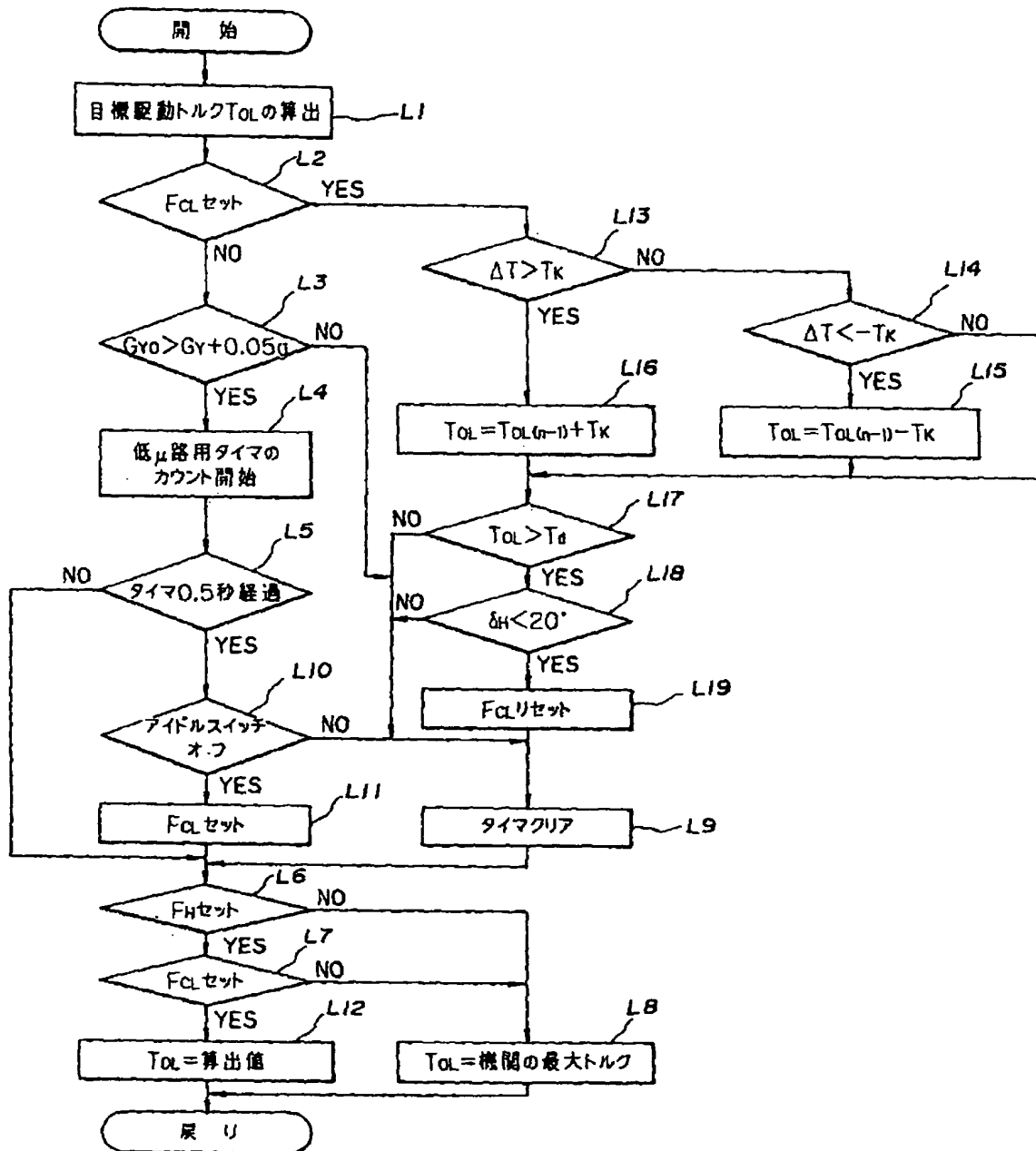
【第26図】



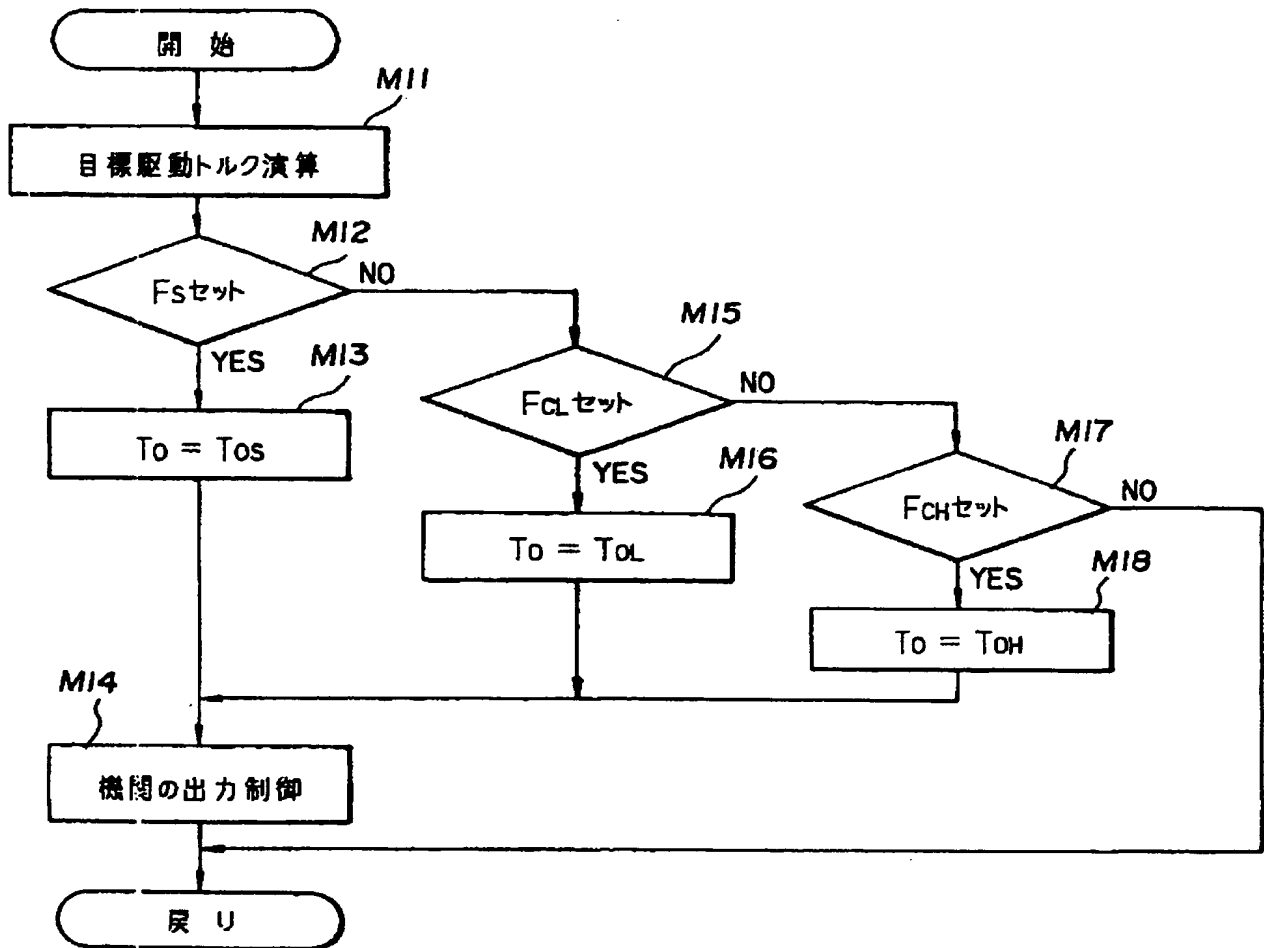
【第 1 8 図】



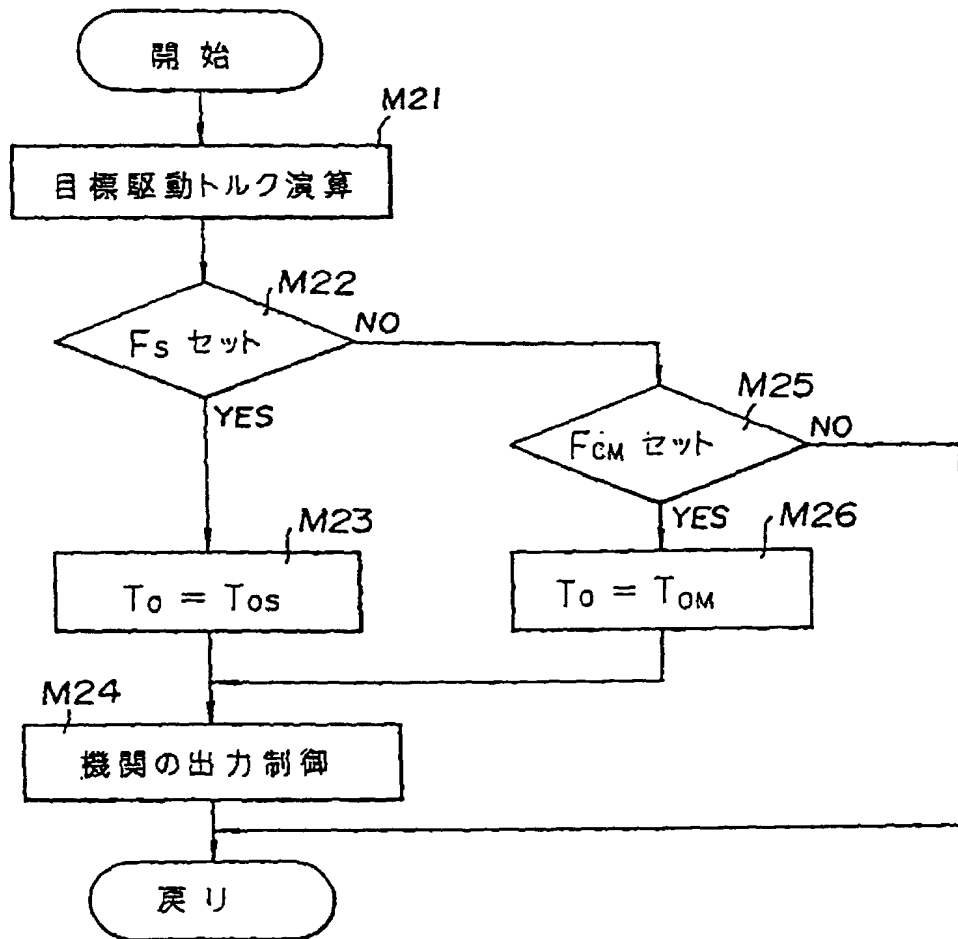
【第20図】



【第 2 4 図】



【第 2 5 図】



* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

(57) [Claim(s)]

[Claim 1]A steering angle center-valve-position arithmetic unit of vehicles which set up a center valve position of a steering shaft which was provided with a steering angle detection means (70) to detect a steering angle of a handle, and where the above-mentioned handle was connected based on an output value of this steering angle detection means (70) characterized by comprising the following.

A study condition decision means which judges whether learning correction of the above-mentioned center valve position is possible.

A comparison means to compare the last learnt value ($\text{delta}_{M(n-1)}$) with this learnt value ($\text{delta}_m(n)$) at the time of a study condition formation judging (Step C11).

The last learnt value setting-out means which adds or amends [subtraction] the above-mentioned predetermined value (deltadelta), and is made into a learnt value ($\text{delta}_m(n)$) with the last learnt value ($\text{delta}_M(n)$) this time when it is beyond a predetermined value (deltadelta) with which an absolute value of a difference with a learnt value ($\text{delta}_m(n)$) was beforehand set to a learnt value ($\text{delta}_{M(n-1)}$) last time this time.

[Claim 2]When a value which subtracted a learnt value ($\text{delta}_{M(n-1)}$) from a learnt value ($\text{delta}_m(n)$) last time this time is smaller than the above-mentioned predetermined value ($-\text{deltadelta}$) of a negative side in a steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles according to claim 1, A steering angle center-valve-position arithmetic unit of vehicles making into the last learnt value ($\text{delta}_M(n)$) a value ($\text{delta}_{M(n-1)} - \text{deltadelta}$) which subtracted the above-mentioned predetermined value (deltadelta) from a learnt value ($\text{delta}_{M(n-1)}$) last time.

[Claim 3]When a value which subtracted a learnt value ($\text{delta}_{M(n-1)}$) from a learnt value ($\text{delta}_m(n)$) last time this time is larger than the above-mentioned predetermined value (deltadelta) by the side of right in a steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles according to claim 1, A steering angle center-valve-position arithmetic unit of vehicles making into the last learnt value ($\text{delta}_M(n)$) a value ($\text{delta}_{M(n-1)} + \text{deltadelta}$) which added the above-mentioned predetermined value (deltadelta) to a learnt value ($\text{delta}_{M(n-1)}$) last time.

[Claim 4]In a steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles according to claim 1, at the time of the first study condition formation judging. A steering angle center-valve-position arithmetic unit of vehicles provided with a basic center-valve-position setting-out means (Step C9) to set up an output value ($\text{delta}_m(n)$) from the above-mentioned steering angle detection means at that time (70) as a basic center valve position ($\text{delta}_m(n)$).

[Claim 5]A steering angle center-valve-position arithmetic unit of vehicles, wherein a steering angle detection means (70) is a steering angle sensor and the above-mentioned predetermined value (deltadelta) is set as the minimum resolution (5 degrees) of the above-mentioned steering

angle sensor in a steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles according to claim 1.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

<Field of the Invention> this invention relates to the steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles used in order to make the turning control of vehicles, etc. perform exactly.

It occurs in a running direction and the right-angled direction at vehicles while running a <Prior-art> circular road, the centrifugal force, i.e., the lateral acceleration, according to the travel speed.

Therefore, there was a possibility of a wheel causing a sideslip and jumping out to a foot walk or the opposite lane when the travel speed to the curvature radius of a circular road is too high, or causing an overthrow etc. in being the worst. Therefore, a driver once lowers a travel speed and performs what is called a throw-in first out run that accelerates gently just before a circular road. However, in such a case, very advanced driving skill is required as the curvature radius may be becoming small gradually in the circular road ***** blind curve etc. which cannot check an exit.

On the other hand, if it accelerates from the state of regular circle revolution, though a rudder angle is constant, there are vehicles which have the understeering tendency for a running locus to become large. Although it is necessary to make a steering angle increase gradually with increase of lateral acceleration by such vehicles, if this lateral acceleration exceeds the existing value (full limits) peculiar to those vehicles, an understeering tendency will increase rapidly, and it is known that operation will become difficult or will become completely impossible. Although there is a vehicles ***** F-F vehicle of a front engine front drive with a steering wheel and a driving wheel same as a typical example of such vehicles, since it has a predominance by the size of a vehicle room (step space), etc. in recent years, in a passenger car etc., this F-F vehicle is becoming in use.

In order for lateral acceleration not to exceed full limits, it is foundations that a driver gets to know the curvature radius of a circular road, and adjusts driving force with an accelerator pedal. However, it is dramatically difficult for an unripe driver to control the amount of treading in of an accelerator pedal delicately in the blind curve etc. which were mentioned above.

In view of such a situation, before it becomes impossible revolution difficulty or circling vehicles, various kinds of driving force control devices which reduce the driving force automatically are proposed. Many of these devices are not interlocked with the amount of treading in of an accelerator pedal, for example, they reduce a power according to the size of the amount of rolling of the body, etc. That is, although the rolling which always originates in lateral acceleration occurs during revolution, since this amount of rolling becomes large, the height sensor etc. in which this was provided by the right and left of the body detect it, and it reduces an output, so that a travel speed is so large that a turning radius is small. In addition, there are some which detect the amount of head for the first time in phenomenon slack yawing of the body, and aim at output reduction.

<Object of the Invention> in a driving force control device which was mentioned above. After rolling etc. actually occur, based on the amount of rolling, TCL (Traction Calculate Unit) calculates the optimal driving torque, and performs power control by ECU (Electronic Control

Unit).

However, such a control device had the following faults. For example, what is called hunching ** that repeats rolling occurring again by the decontrol after delay arises in an output control in the situation where rolling increases rapidly and goes or rolling is settled, and performing an output control further might be started.

For this reason, the control device which performs driving force control based on a travel speed, a steering angle, etc. and a stability factor (characteristic value calculated from a suspension, tire rigidity, etc.) has been brought into the limelight. Since the data of the moment the driver turned the wheel is inputted into ECU, before excessive rolling etc. occur, an engine output is controllable by this driving force control device (what is called prospective control). The steering angle which becomes indispensable to this control is based on a center valve position, the steering shaft, i.e., the front wheel, which were usually memorized by RAM (Random Access Memory). The steering angle sensor using a slit plate, a photo-transistor, etc. to which the amount of gaps from this center valve position was attached by the steering shaft detects, and it inputs to ECU.

A steering amount, i.e., the number of rotations of a lock two lock, for **** to make a handle all steering as everyone knows is number rotation (generally 2.5 to 3 rotation). Therefore, even if it formed the slit of the neutral point, etc. in the slit plate of a steering angle sensor, where a battery, wiring, etc. are removed, when the set end etc. were performed (at for example, the time of maintenance), there was 1 rotation gap ***** from the state where a center valve position is regular. Naturally [the center valve position of the steering shaft itself, and the center valve position of a front wheel / when the gears in a steering system are worn out or when toe-in adjustment is performed at the time of maintenance] it changes. Therefore, it might differ by order with minute end angle of a handle and actual steering angle.

When vehicles were operated in such the state and an output control should have been performed, this was not performed, but output reduction was performed only by having fallen into the dangerous state or turning a wheel lightly conversely, and it has arisen that operation will become impossible as volition as for a driver.

This invention was made in view of the above-mentioned situation, while running the center valve position of a steering shaft, learning correction of it is carried out itself, and it aims at providing the steering angle center-valve-position arithmetic unit which can supply exact steering angle data to ECU.

<The means for solving a technical problem> in order to solve this technical problem in this invention, there, In the steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles which set up the center valve position of a steering shaft which was provided with a steering angle detection means to detect the steering angle of a handle, and where the above-mentioned handle was connected based on the output value of this steering angle detection means, The study condition decision means which judges whether the learning correction of the above-mentioned center valve position is possible, When it is beyond the predetermined value with which the absolute value of the difference with a learnt value was beforehand set to a comparison means to compare the last learnt value with this learnt value, last time a learnt value and this time at the time of a study condition formation judging, The steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles characterized by having the last learnt value setting-out means which adds or amends [subtraction] the above-mentioned predetermined value, and is made into the last learnt value at a learnt value this time is proposed.

In the above-mentioned steering angle center-valve-position arithmetic unit, when the value which subtracted the learnt value from the learnt value last time this time is smaller than the above-mentioned predetermined value of a negative side, the steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles making into the last learnt value the value which subtracted the above-mentioned predetermined value from the learnt value last time is proposed.

In the steering angle center-valve-position arithmetic unit of the above-mentioned vehicles, when the value which subtracted the learnt value from the learnt value last time this time is larger than the above-mentioned predetermined value by the side of right, the steering angle

center-valve-position arithmetic unit of the vehicles making into the last learnt value the value which added the above-mentioned predetermined value to the learnt value last time is proposed.

In the steering angle center-valve-position arithmetic unit of the above-mentioned vehicles, the steering angle center-valve-position arithmetic unit of vehicles provided with a basic center-valve-position setting-out means to set up the output value from the above-mentioned steering angle detection means at that time as a basic center valve position is proposed at the time of the first study condition formation judging.

In the steering angle center-valve-position arithmetic unit of the above-mentioned vehicles, a steering angle detection means is a steering angle sensor, and the steering angle center-valve-position arithmetic unit of vehicles, wherein the above-mentioned predetermined value is set as the minimum resolution of the above-mentioned steering angle sensor is proposed.

Even if the center-valve-position information in RAM is eliminated by a <operation> stop, maintenance, etc. or it is out of order, If a predetermined time rectilinear-propagation run is carried out above a predetermined speed, the rotating member at that time, i.e., angle of rotation of a steering shaft, will be learned as a center valve position, and the steering angle of vehicles will calculate by the angular displacement of the rotating member from this center valve position after it. And when data mistaken in study of the 2nd henceforth inputs from a steering angle detection means, in order to perform only the change in the specified quantity of a center valve position, a big change of a center valve position is prevented.

< fruit Example of ** > One example of this invention is concretely described based on a drawing.

One example which applied the steering angle center-valve-position arithmetic unit concerning this invention to the driving force control system of the F-F vehicle is notionally shown in Drawing 1, and the mechanical constitution is roughly shown in Drawing 2.

As shown in these figures, in the middle of the inlet pipe 13 connected with the combustion chamber 12 of the organization 11 by the vehicles of this example, The opening of the suction passage 14 formed by this inlet pipe 13 is changed, and the throttle body 16 incorporating the throttle valve 15 which adjusts the suction air quantity supplied in the combustion chamber 12 is infixed. As shown in Drawing 3 showing the enlarged section structure of the portion of this throttle body 16 of making Drawing 1 and tubed, the both ends of the throttle shaft 17 which fixed the throttle valve 15 to one are supported by the throttle body 16, enabling free rotation. The accelerator lever 18 and the throttle lever 19 made the shape of the same axle in the end part of this throttle shaft 17 that projects in the suction passage 14, and have fitted into it. The bush 21 and the spacer 22 are infixed between said throttle shaft 17 and the cylinder part 20 of the accelerator lever 18, and the accelerator lever 18 can rotate freely to the throttle shaft 17 by this. It has prevented beforehand the accelerator lever 18 falling out from the throttle shaft 17, and separating with the washer 23 and the nut 24 which were attached to the end side of the throttle shaft 17. The accelerator pedal 26 operated by the driver has connected with the cable receptacle 25 of this accelerator lever 18 and one via the cable 27.

According to the amount of treading in of the accelerator pedal 26, the accelerator lever 18 rotates to the throttle shaft 17.

On the other hand, the throttle valve 15 rotates with the throttle shaft 17 by fixing said throttle lever 19 to the throttle shaft 17 and one, therefore operating this throttle lever 19. The color 28 is attached in the cylinder part 20 of the accelerator lever 18 at this and coaxial one, and the stopper 30 which may stop to the claw part 29 formed in a part of this color 28 is formed in the tip part of said throttle lever 19. These claw parts 29 and the stopper 30 are set as physical relationship which is stopped mutually, when rotating the accelerator lever 18 in the direction which rotates the throttle lever 19 in the direction which the throttle valve 15 opens or in which the throttle valve 15 is closed.

Between said throttle body 16 and the throttle lever 19, The torsion coil spring 31 energized in the direction which pushes the stopper 30 of the throttle lever 19 against the claw part 29 of the accelerator lever 18, and opens the throttle valve 15, Via the spring receptacles 32 and 33 of the

couple which makes tubed [which fitted into the throttle shaft 17], this throttle shaft 17 and the shape of the same axle are made, and it is equipped. Also between the stopper pin 34 and the accelerator lever 18 which project from the throttle body 16, It energizes in the direction which forces the claw part 29 of the accelerator lever 18 on the stopper 30 of the throttle lever 19, and closes the throttle valve 15, Via said color 28, the torsion coil spring 35 for giving a feeling of a detent to the accelerator pedal 26 makes the throttle shaft 17 and the shape of the same axle to the cylinder part 20 of the accelerator lever 18, and it is equipped with it. The tip part of the control rod 38 which fixed the end face to the diaphragm 37 of the actuator 36 is connected with the tip part of said throttle lever 19. The helical compression spring 40 energized in the direction which pushes the stopper 30 of the throttle lever 19 against the claw part 29 of the accelerator lever 18, and opens the throttle valve 15 with said torsion coil spring 31 is built into the pressure chamber 39 formed in this actuator 36. And the spring power of said torsion coil spring 35 is greatly set up rather than the sum of the spring power of these two springs 31 and 40, Unless this breaks in the accelerator pedal 26 or the pressure in the pressure chamber 39 is made into bigger negative pressure than the sum of the spring power of said two springs 31 and 40, the throttle valve 15 is opened.

To the surge tank 41 which is connected with the downstream of said throttle body 16, and forms a part of suction passage 14, the vacuum tank 43 is open for free passage via the connected piping 42.

Between this vacuum tank 43 and connected piping 42, the check valve 44 which permits only movement of air to the surge tank 41 from the vacuum tank 43 is infixed.

Thereby, the pressure in the vacuum tank 43 is set as negative pressure almost equal to the minimum pressure in the surge tank 41.

The pressure chamber 39 of the inside of these vacuum tanks 43 and said actuator 36 is a communicating state via the piping 45, and the first blockaded type electromagnetic valve 46 for torque controls is formed in the middle of this piping 45 at the time of un-energizing. That is, the spring 49 which energizes the plunger 47 to the valve seat 48 so that the piping 45 may be closed is built into this electromagnetic valve 46 for torque controls.

The piping 50 which is open for free passage to the suction passage 14 of the upstream rather than the throttle valve 15 has connected with the piping 45 between the first [said] electromagnetic valve 46 for torque controls, and the actuator 36. And in the middle of this piping 50, the second electromagnetic valve 51 for torque controls of the open sand mold is formed at the time of un-energizing. That is, the spring 53 which energizes the plunger 52 so that the piping 50 may be opened is built into this electromagnetic valve 51 for torque controls. ECU54 which controls the operational status of the organization 11 connects with said two electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls, respectively, and duty control of one of the energization to the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls and the OFF is carried out to them based on the instructions from this ECU54.

At this example, the torque control means of this invention consists of these whole.

For example, when the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls is 0%, the pressure chamber 39 of the actuator 36 serves as atmospheric pressure almost more nearly equal to the pressure in the suction passage 14 of the upstream than the throttle valve 15, and the opening of the throttle valve 15 is equivalent to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the couple 1. On the contrary, when the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls is 100%, The pressure chamber 39 of the actuator 36 serves as negative pressure almost equal to the pressure in the vacuum tank 43. As a result of the control rod's 38 being able to pull up to the method of the diagonal left among the 1st figure, the throttle valve 15 is closed regardless of the amount of treading in of the accelerator pedal 26, and will be in the state where the driving torque of the organization 11 was reduced compulsorily. Thus, by adjusting the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls, the opening of the throttle valve 15 can be changed regardless of the amount of treading in of the accelerator pedal 26, and the driving torque of the organization 11 can be adjusted arbitrarily.

The crank angle sensor 55 which is attached to the organization 11 and detects engine speed in said ECU54, The throttle opening sensor 56 which is attached to the throttle body 16 and detects the opening of the throttle lever 19, The idle switch 57 which detects the full-close state of the throttle valve 15 connects, and the output signal from these crank angle sensor 55, the throttle opening sensor 56, and the idle switch 57 is sent, respectively.

To TCL58 which computes the target driving torque of the organization 11. The accelerator opening sensors 59 which are attached to the throttle body 16 and detect the opening of the accelerator lever 18 with said throttle opening sensor 56 and the idle switch 57, The front-wheel rotation sensors 62 and 63 which detect the revolving speed of the front wheels 60 and 61 of the right-and-left couple which is a driving wheel, respectively, The rear wheel rotation sensors 66 and 67 which detect the revolving speed of the rear wheels 64 and 65 of the right-and-left couple which is a coupled driving wheel, respectively, The steering angle sensor 70 which detects the angle of traverse of the steering shaft 69 at the time of revolution on the basis of the rectilinear-propagation state of the vehicles 68 connects, and the output signal from these sensors 59, 62, 63, 66, 67, and 70 is sent, respectively.

The steering angle sensor 70 comprises the slit plate 72 and the angle-of-rotation detector 73, as shown in Drawing 26. The slit plate 72 rotates to the steering shaft 69 and one, and many slits 72a are formed on the periphery. The angle-of-rotation detector 73 is fixed to the steering column 74, and the two photo interrupters 73a and 73b are located in a line, and are attached to the upper part so that the slit plate 72 may be inserted. The resolution of the steering angle sensor 70 is a 5-degree unit, and can also detect now the hand of cut (are they a clockwise rotation and a counterclockwise rotation?) of steering.

ECU54 and TCL58 are connected via the telecommunication cable 71, and the information on the operational status of the organizations 11, such as suction air quantity, other than the detecting signal from engine speed or the idle switch 57 is sent to TCL58 from ECU54. On the contrary, from TCL58, the information about the target driving torque calculated in this TCL58 is sent to ECU54.

Target driving torque T_{OS} of the organization 11 at the time of performing slip control in this example, as shown in Drawing 4 showing the rough flow of control by this example, Target driving torque T_{OH} of the organization 11 at the time of performing turning control in the comparatively high road surface (this is hereafter called a high μ way) of a coefficient of friction like a dry way, Target driving torque T_{OL} of the organization 11 at the time of performing turning control in the comparatively low road surface (this is hereafter called a low μ road) of a coefficient of friction like a freezing way or a humid way is always calculated in parallel in TCL58, Optimal policy objective driving torque T_O is chosen from these three target driving torque T_{OS} , T_{OH} , and T_{OL} , and it enables it to reduce the driving torque of the organization 11 if needed.

The control program of this example is specifically started by the ON operation of the ignition key which is not illustrated, Initial value $\delta_{m(o)}$ of a steering shaft turning position is first read in M1, and initial setting, such as a count start etc. of the main timer in every 15 milliseconds which are reset of various flags or a sampling period of this control, is performed.

And based on the detecting signal from a various sensor, TCL58 calculates the vehicle speed V etc. in M2, and learning correction of the center-valve-position δ_M of said steering shaft 69 is carried out in M3 following this. Although initial value $\delta_{m(o)}$ is read into the degree of the ON operation of said ignition key, center-valve-position δ_M of the steering shaft 69 of these vehicles 68, Only when the rectilinear-propagation travel condition which the vehicles 68 mention later is fulfilled, learning correction of the this initial value $\delta_{m(o)}$ is carried out, and learning correction of the this initial value $\delta_{m(o)}$ is carried out until an ignition key will be in an OFF state.

Next, TCL58 calculates target driving torque T_{OS} in the case of performing slip control which regulates the driving torque of the organization 11 based on the rotational difference of the front

wheels 60 and 61 and the rear wheels 64 and 65 in M4, Target driving torque T_{OH} of the organization 11 at the time of performing turning control in a high μ way in M5 is calculated, and target driving torque T_{OL} of the organization 11 at the time of performing turning control in a low μ road in M6 similarly is operated sequentially.

And after choosing TCL58 from these target driving torque T_{OS} , T_{OH} , and T_{OL} in M7 by the method of mentioning optimal policy objective driving torque T_O later, ECU54 controls the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls of a couple, and he is trying to make it run the vehicles 68 safely [it is reasonable and] by this so that the driving torque of the organization 11 may serve as this policy objective driving torque T_O .

Thus, it controls until countdown of a main timer ends the driving torque of the organization 11 in M8, countdown of a main timer is again started in M9 after this, and the steps from M2 to these M9 are repeated until said ignition key is turned off.

The reason for carrying out learning correction of the center-valve-position δ_M of the steering shaft 69 at the step of M3, According to aging of wear of the steering gear which is not illustrated when toe-in adjustment of the front wheels 60 and 61 is performed at the time of maintenance of the vehicles 68, etc. It is because a gap may occur between the turn amount of the steering shaft 69, and the actual rudder angle δ of the front wheels 60 and 61 which are steering wheels and center-valve-position δ_M of the steering shaft 69 may change.

As shown in Drawing 5 showing the procedure which carries out learning correction of the center-valve-position δ_M of this steering shaft 69, TCL58 computes the vehicle speed V by a lower type (1) in C1 based on the detecting signal from the rear wheel rotation sensors 66 and 67.

$$V = \frac{V_{RL} + V_{RR}}{2} \quad \dots(1)$$

However, in an upper type, V_{RL} and V_{RR} are the peripheral velocity of the rear wheels 64 and 65 of a right-and-left couple, respectively.

Next, TCL58 computes peripheral velocity difference (this is hereafter called velocity-of-rear-wheel difference) $|V_{RL} - V_{RR}|$ of the rear wheels 64 and 65 of a right-and-left couple in C2.

The appropriate back judges whether TCL58 has at C3 the vehicle speed V larger than threshold V_A set up beforehand. Since the vehicles 68 cannot detect a certain amount of velocity-of-rear-wheel difference $|V_{RL} - V_{RR}|$ accompanying [if it does not become high-speed] steering, this operation is required.

By experiment etc., said threshold V_A is suitably set up, for example like 20 km/h based on the running characteristic of the vehicles 68, etc.

And when it judges with the vehicle speed V being more than threshold V_A . It is judged whether velocity-of-rear-wheel difference $|V_{RL} - V_{RR}|$ set up TCL58 beforehand in C4, for example, whether it being smaller than threshold V_B like 0.1 km/h and the vehicles 68 that is, are in a rectilinear-propagation state. Here, when the rear wheels 64 and 65 on either side of the pneumatic pressure of a tire are not equal, threshold V_B is not 0 km/h because peripheral velocity V_{RL} of the rear wheels 64 and 65 of a right-and-left couple and V_{RR} are different, although the vehicles 68 are in a rectilinear-propagation state.

If it judges with velocity-of-rear-wheel difference $|V_{RL} - V_{RR}|$ being below threshold V_B at this step of C4, It is judged whether TCL58 is the same as that of the last steering shaft turning position $\delta_{m(n-1)}$ that the present steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ detected with the steering angle sensor 70 in C5. Under the present circumstances, it is desirable to set up the

revolution detection power of the steering shaft 69 by the steering angle sensor 70 for example, just over or below 5 times so that influence by a driver's shaking hand etc. may not be received. If the present steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ judges with it being the same as that of the last steering shaft turning position $\delta_{m(n-1)}$ at this step of C5, It judges that TCL58 has the present vehicles 68 in a rectilinear-propagation state in C6, the count of the timer for study which was built in this TCL58 and which is not illustrated is started, and this is continued, for example for 0.5 second.

Next, it is judged whether the rectilinear-propagation state of whether 0.5 second passage was carried out from the count start of the timer for study in C7 and the vehicles 68 continued TCL58 for 0.5 second. In this case, since 0.5 second passage has not been carried out from the count start of the timer for study in the time of a run of the vehicles 68, the steps from C1 to C7 will be repeated at the beginning [of the vehicles 68] of a run.

And if it judges that 0.5 second has passed since the count start of the timer for study, TCL58 will judge whether whether learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H 's being set in C8 and this learning control are the first time.

When it is judged that learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is not set at this step of C8, It considers in C9 that the present steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ is center-valve-position $\delta_{M(n)}$ of the new steering shaft 69, this is read into the memory in TCL58, and learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set.

Thus, after setting up center-valve-position $\delta_{M(n)}$ of the new steering shaft 69, while computing angle-of-traverse δ_{μ} of the steering shaft 69 on the basis of center-valve-position $\delta_{M(n)}$ of this steering shaft 69, the count of the timer for study is cleared in C10, and rudder angle center-valve-position study is performed again.

. Learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set at said step of C8. That is, when rudder angle center-valve-position study is judged to be after a two-times eye, in C11, the present steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ of TCL58 is equal to center-valve-position $\delta_{M(n-1)}$ of the last steering shaft 69, namely, it judges whether it is $\delta_{m(n)} = \delta_{M(n-1)}$.

And if the present steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ judges with it being equal to center-valve-position $\delta_{M(n-1)}$ of the last steering shaft 69, it will return to the step of C10 as it is, and the next rudder angle center-valve-position study will be performed again.

When play of a steering system etc. became a cause and the steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ present at the step of C11 judges that it is not equal to center-valve-position $\delta_{M(n-1)}$ of the last steering shaft 69, The present steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ is not judged to be center-valve-position $\delta_{M(n)}$ of the steering shaft 69 new as it is, When the absolute value of these differences is [more than amendment limit amount δ_{Δ} set up beforehand] different, He makes into center-valve-position $\delta_{M(n)}$ of the new steering shaft 69 what subtracted or added this amendment limit amount δ_{Δ} to center-valve-position $\delta_{M(n-1)}$ of the last steering shaft 82, and is trying to read this into the memory in TCL58.

That is, it is judged whether TCL58 has the value smaller than negative amendment limit amount- δ_{Δ} set up beforehand which subtracted center-valve-position $\delta_{M(n-1)}$ of the last steering shaft 69 from the present steering shaft turning position $\delta_{m(n)}$ in C12. And when it is judged that the value subtracted at this step of C12 is smaller than negative amendment limit amount- δ_{Δ} . About center-valve-position $\delta_{M(n)}$ of the steering shaft 69 new at C13, they are center-valve-position $\delta_{M(n-1)}$ of the last steering shaft 69, and a negative amendment limit amount. - It changes with δ_{Δ} [from δ_{Δ}] $M(n) = \delta_{M(n-1)} - \delta_{\Delta}$, and it considers so that the learning correction amount per time may not become large to a

negative side unconditionally.

Thereby, even if an unusual detecting signal is outputted by a certain cause from the steering angle sensor 70, center-valve-position δ_{Mn} of the steering shaft 69 cannot change rapidly, but this correspondence that receives unusually can be performed promptly.

on the other hand -- C -- 12 -- a step -- having subtracted -- a value -- negative -- amendment -- a limit amount -- δ -- δ -- it is large -- having judged -- a case -- **** -- C -- 14 -- the present -- a steering shaft -- a turning position -- δ -- m -- (n) -- -- from -- last time -- a steering shaft -- 69 -- a center valve position -- δ -- $M(n-1)$ -- -- having subtracted -- a value -- positive -- amendment -- a limit amount -- δ -- δ -- it is large -- ***** -- judging. And when it is judged that the value subtracted at this step of C14 is larger than positive amendment limit amount δ . Center-valve-position $\delta_{M(n)}$ of the steering shaft 69 new at C15 is changed with δ [from center-valve-position $\delta_{M(n-1)}$ of the last steering shaft 69, and positive amendment limit amount δ] $M(n) = \delta_{M(n-1)} + \delta$, and it considers so that the learning correction amount per time may not become large to a right side unconditionally.

Thereby, even if an unusual detecting signal is outputted by a certain cause from the steering angle sensor 70, center-valve-position δ_{Mn} of the steering shaft 69 cannot change rapidly, but this correspondence that receives unusually can be performed promptly.

however -- C -- 14 -- a step -- having subtracted -- a value -- positive -- amendment -- a limit amount -- δ -- δ -- it is small -- having judged -- a case -- **** -- C -- 16 -- the present -- a steering shaft -- a turning position -- δ -- m -- (n) -- -- being new -- a steering shaft -- 69 -- a center valve position -- δ -- M -- (n) -- -- ***** -- as it is -- reading.

Therefore, when the front wheels 60 and 61 are left a turning state and the vehicles 68 under stop depart, as it is shown in Drawing 6 showing an example of the changing condition of center-valve-position δ_{Mn} of the steering shaft 69 at this time, a steering shaft -- 69 -- a center valve position -- δ -- M -- learning control -- the first time -- it is -- the time -- having mentioned above -- M -- one -- a step -- it can set -- a steering shaft -- a turning position -- an initial value -- δ -- m -- (o) -- -- from -- a correction amount -- dramatically -- being big -- a thing -- becoming -- although. By operation in the step of C12-C14, center-valve-position δ_{Mn} of the steering shaft 69 after a two-times eye will be in the state where it was stopped.

Thus, after carrying out learning correction of the center-valve-position δ_{Mn} of the steering shaft 69, target driving torque T_{OS} in the case of performing slip control which regulates the driving torque of the organization 11 based on the difference of the vehicle speed V , and peripheral velocity V_{FL} of the front wheels 60 and 61 and V_{FR} is calculated.

By the way, in order to use effectively the driving torque generated in the organization 11. As shown in Drawing 7 showing the relation between the coefficient of friction of a tire and a road surface, and the slip ratio of this tire, It is desirable for slip ratio s of the tire of the front wheels 60 and 61 under run to adjust slip amount S of the front wheels 60 and 61, and to keep it from spoiling the acceleration performance of the vehicles 68 so that it may become ***** of the coefficient of friction of this tire and road surface, corresponding target slip rate S_0 , or its neighborhood.

$$S = \frac{\frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V}{V}$$

Slip ratio S which is a tire here,

Target driving torque T_{OS} of the organization 11 is set up so that it comes out, and it may be and this slip ratio S may become the maximum of the coefficient of friction of a tire and a road surface, corresponding target slip rate S_O , or its neighborhood, but that operation procedure is as follows.

First, TCL58 computes present vehicles 68 order acceleration G_X by a lower type from this vehicle speed $V_{(n)}$ computed by the aforementioned (1) formula, and vehicle speed $V_{(n-1)}$ computed 1 time ago.

$$G_X = \frac{V_{(n)} - V_{(n-1)}}{3.6 \cdot \Delta t \cdot g}$$

However, 15 milliseconds and g whose Δt is a sampling period of a main timer are gravitational acceleration.

And driving torque T_B of the organization 11 at this time is computed by a lower type (2).

$$T_B = G_{XF} \cdot W_b \cdot r + T_R \quad \text{--- (2)}$$

Here, G_{XF} is the order [correction] acceleration which it let pass to the low pass filter which delays change of above-mentioned order acceleration G_X . From the ability to be considered that vehicles 68 order acceleration G_X of a low pass filter is equivalent to the coefficient of friction of a tire and a road surface. Even when it becomes that it is likely to separate from target slip rate S_O to which vehicles 68 order acceleration G_X changed, and slip ratio S of the tire corresponded with the maximum of the coefficient of friction of a tire and a road surface, or its neighborhood, It has the function to correct order acceleration G_X so that the maximum of the coefficient of friction of a tire and a road surface, corresponding target slip rate S_O , or its neighborhood may be made to maintain slip ratio S of a tire. Although the effective radius of the front wheels 60 and 61 and T_R of a body weight and r are running resistance and W_b can compute this running-resistance T_R as a function of the vehicle speed V , in this example, it is asking from the **** map shown in Drawing 8.

On the other hand, when the slip amount of a wheel has usually always occurred about 3% to a road surface during acceleration of the vehicles 68 and it runs bad roads, such as a gravel road, The maximum of the coefficient of friction of the tire and road surface corresponding to target slip rate S_O is generally large rather than the case where it runs a low μ road. Therefore, such a slip amount and a road surface condition are taken into consideration, and target driving-wheel-velocity V_{FO} which is the peripheral velocity of the front wheels 60 and 61 is computed by a lower type (3).

$$V_{FO} = 1.03 \text{ and } V + V_K \quad \text{--- (3)}$$

However, V_K is the road surface correction amount beforehand set up corresponding to said acceleration G_{XF} before and after correction, give a tendency which increases gradually as the value of acceleration G_{XF} before and after correction becomes large, but. In this example, this road surface correction amount V_K is calculated from the **** map shown in Drawing 9 created based on the driving test etc.

Next, slip amount s which is a difference of the vehicle speed V and target driving-wheel-velocity V_{FO} is computed by a lower type (4) based on the aforementioned (1) formula and (3) types.

$$s = \frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V_{FO} \quad \text{--- (4)}$$

And it finds the integral, the multiplication of this slip amount s being carried out in integration

coefficient K_I for every sampling period of a main timer, as shown in a lower type (5), Integral correction torque T_I (however, $T_I \leq 0$) for improving the stability of the control to target driving torque T_{OS} is computed.

$$T_I = \sum_{i=1}^n K_I \cdot s_{(i)} \quad \dots(5)$$

It is computed the multiplication of the proportionality correction torque T_P for similarly easing a control delay to target driving torque T_{OS} which is proportional to slip amount s like a lower type (6) being carried out in proportionality coefficient K_P .

$$T_P = K_P \text{ and } s \quad \dots(6)$$

And target driving torque T_{OS} of the organization 11 is computed by a lower type (7) using the above (2), (5), and (6) types.

$$T_{OS} = \frac{T_s - T_I - T_P + T_R}{\rho_m \cdot \rho_d} \quad \dots(7)$$

The change gear ratio of the gearbox which ρ_m does not illustrate in an upper type, and ρ_d are the moderating ratios of a differential gear.

The manual switch which is not illustrated for a driver to choose slip control is formed in the vehicles 68.

When a driver operates this manual switch and chooses slip control, slip control explained below is operated.

As shown in Drawing 10 showing the flow of processing of this slip control, TCL58 computes target driving torque T_{OS} by the detection and data processing of various data which were first mentioned above in S1, but this math operation is performed regardless of operation of said manual switch.

Next, although it judges whether flag F_S in slip control is set in S2, Since flag F_S in slip control is not set at first, it is judged whether TCL58 is larger than the threshold which slip amount s of the front wheels 60 and 61 set up beforehand in S3, for example, 2 km/h.

If slip amount s judges that it is larger than 2 km/h at this step of S3, it will be judged whether TCL58 has rate-of-change G_S of slip amount s larger than 0.2 g at S4.

If it judges that slip amount rate-of-change G_S is larger than 0.2 g at the step of this S4, it will be judged again whether flag F_S in slip control is set in S5, and flag F_S in slip control is set in S6.

When it is judged that flag F_S in slip control is setting at this step of S6, target driving torque T_{OS} for slip control beforehand computed by the aforementioned (7) formula as target driving torque T_{OS} of the organization 11 in S7 is adopted.

When it is judged that flag F_S in slip control is reset at said step of S6, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 in S8 as target driving torque T_{OS} . Thereby, as a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0%, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

That TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 at this step of S8, ECU54 the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls certainly from points, such as the safety of control, the 0% side, That is, it is because it considered so that a play might be given in the direction which intercepts the energization to the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls and the organization 11 might generate the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver certainly.

When slip amount s of the front wheels 60 and 61 judges that it is smaller than 2 km/h at said step of S3, Or when it is judged at the step of S4 that slip amount rate-of-change G_S is smaller than 0.2 g, Shift to said step of S6 then, and TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 at the step of S8 as target driving torque T_{OS} . As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

On the other hand, when it is judged that flag F_S in slip control is set at said step of S2, the idle switch 57 judges in S9 whether the one 15, i.e., a throttle valve, is in the full-close state. When it is judged at the step of this S9 that the idle switch 57 is one, since the driver has not broken in the accelerator pedal 26, flag F_S in slip control is reset in S10, and it shifts to the step of S6.

When it is judged at the step of S9 that the idle switch 57 is off, it is judged whether flag F_S in slip control is again set at the step of S6.

When the driver is not operating the manual switch which chooses slip control, TCL58 calculates the target driving torque of the organization 11 at the time of performing turning control, after computing target driving torque T_{OS} for slip control as mentioned above.

TCL58 on the occasion of the turning control of these vehicles 68 from steering shaft angle-of-traverse δ_{μ} and the vehicle speed V . Target transverse acceleration G_{YO} of the vehicles 68 is computed, and the acceleration of a body cross direction which does not serve as understeering with the going too far vehicles 68, i.e., target order acceleration G_{XO} , is set up based on this target transverse acceleration G_{YO} . And the target driving torque of this target order acceleration G_{XO} and the corresponding organization 11 is computed.

By the way, although lateral acceleration G_Y of the vehicles 68 is actually computable using velocity-of-rear-wheel difference $|V_{RL} - V_{RR}|$. Since prediction of the value of lateral acceleration G_Y which acts on the vehicles 68 by using steering shaft angle-of-traverse δ_{μ} is attained, it has an advantage which can perform quick control.

However, a driver's volition is not reflected at all only by asking for the target driving torque of the organization 11 with steering shaft angle-of-traverse δ_{μ} and the vehicle speed V , but there is a possibility dissatisfied with a driver of remaining, in respect of the maneuverability drivability of the vehicles 68. For this reason, it is desirable to calculate requested driving torque T_d of the organization 11 which the driver wishes from the amount of treading in of the accelerator pedal 26, to take into consideration this requested driving torque T_d , and to set up the target driving torque of the organization 11. When the amount of increase and decrease of the target driving torque of the organization 11 set up every 15 milliseconds is very big, Since the shock accompanying the acceleration and deceleration of the vehicles 68 occurred and the fall of a degree of comfort was invited, when it becomes so large that the amount of increase and decrease of the target driving torque of the organization 11 invites the fall of a degree of comfort of the vehicles 68, it is necessary to regulate the amount of increase and decrease of this target driving torque.

a road surface -- a high μ way -- or by a low μ road, if target driving torque of the organization 11 is not changed, For example, since there is a possibility that a safe run may become the front wheels 60 and 61 slip and impossible when the organization 11 is operated by the target driving torque for high μ ways while running the low μ road, As for TCL58, it is desirable to compute target driving torque T_{OH} for high μ ways and target driving torque T_{OL} for low μ roads, respectively.

As shown in Drawing 11 showing the arithmetic block in consideration of the above knowledge of the turning control for high μ ways, TCL58 calculates the vehicle speed V by the

aforementioned (1) formula from the output of the rear wheel rotation sensors 66 and 67 of a couple, and it calculates the rudder angle delta of the front wheels 60 and 61 from a lower type (8) based on the detecting signal from the steering angle sensor 7, and calculates target transverse acceleration G_{Y0} of the vehicles 68 at this time from a lower type (9).

$$\delta = \frac{\delta_H}{\rho_H} \quad \dots(8)$$

$$G_{Y0} = \frac{\delta}{l \left(A + \frac{1}{V^2} \right)} \quad \dots(9)$$

However, as for ρ_H , the wheel base of the vehicles 68 and A of a steering gear change gear ratio and l are the stability factors of vehicles.

This stability factor A is a value decided by the composition of the suspension system of the vehicles 68, the characteristic of a tire, etc. as everyone knows. Actual lateral acceleration G_Y specifically generated on the vehicles 68 in the time of regular circle revolution, Steering angle ratio δ_H/δ_{H0} of the steering shaft 69 at this time (on the basis of center-valve-position δ_{M0} of the steering shaft 69.) Lateral acceleration G_Y is expressed to angle-of-traverse δ_{H0} of the steering shaft 69 in the pole low speed running state which becomes about zero as inclination of the tangent in the graph of angle-of-traverse δ_H of the steering shaft 69 at the time of acceleration for example, it expresses a relation comparatively, as shown in Drawing 12. That is, although lateral acceleration G_Y is small and the stability factor A serves as about 1 constant value ($A=0.002$) in the field which is not so high in the vehicle speed V, When lateral acceleration G_Y exceeds 0.6 g, the stability factor A increases rapidly and the vehicles 68 come to show a very strong understeering tendency.

When it carries out based on Drawing 12, the stability factor A is set or less to 0.002, and since it is above, the target driving torque of the organization 11 is controlled so that target transverse acceleration G_{Y0} of the vehicles 68 computed by (9) types is set to less than 0.6g.

Thus, if target transverse acceleration G_{Y0} is computed, target order acceleration G_{X0} of the vehicles 68 beforehand set up according to the size and the vehicle speed V of this target transverse acceleration G_{Y0} will be calculated from the **** map shown in Drawing 13 beforehand memorized by TCL58, Reference driving torque T_B of the organization 11 is computed by a lower type (10) with this target order acceleration G_{X0} .

$$T_B = \frac{G_{X0} \cdot W_b \cdot r + T_L}{\rho_m \cdot \rho_d} \quad \dots(10)$$

However, T_L is load load (Road-Load) torque which is resistance of the road surface called for as a function of lateral acceleration G_Y of the vehicles 68, and it is asking in this example from the **** map shown in Drawing 14.

Next, in order to determine the adoption rate of reference driving torque T_B , the multiplication of the coefficient alpha of weighting is carried out to this reference driving torque T_B , and correction reference driving torque is searched for. Although the turning travel of the vehicles 68 is carried out and the coefficient alpha of weighting sets them up experientially, it adopts the numerical value of order about 0.6 on a high mu way.

Requested driving torque T_d which a driver wishes on the other hand based on engine speed N_E detected by the crank angle sensor 55 and accelerator opening θ_A detected by the

accelerator opening sensors 59 is calculated from the **** map shown in Drawing 15, Subsequently, the amendment requested driving torque corresponding to the coefficient alpha of said weighting is computed by carrying out the multiplication of the (1-alpha) to requested driving torque T_d . For example, when it is set as alpha= 0.6, the adoption rate of reference driving torque T_B and driving torque of choice T_d is set to 6 to 4.

Therefore, target driving torque T_{OH} of the organization 11 is computed by a lower formula (11).

$$T_{OH} = \alpha T_B + (1 - \alpha) T_d \quad (11)$$

The manual switch which is not illustrated for a driver to choose the turning control for high mu ways is formed in the vehicles 68.

When a driver operates this manual switch and chooses the turning control for high mu ways, turning control for high mu ways explained below is operated.

As shown in Drawing 16 showing a control flow for determining target driving torque T_{OH} for these high mu way turning control, target driving torque T_{OH} is computed by the detection and data processing of various data which were mentioned above in H1, but. This operation is performed regardless of operation of said manual switch.

Next, it is judged whether whether the vehicles' 68 being during the turning control of a high mu way and flag F_{CH} in high mu way turning control that is, are set in H2. Since it is not during high mu way turning control at first, it judges that flag F_{CH} in high mu way turning control is a reset state, and it is judged whether it is the threshold which target driving torque T_{OH} set up beforehand in H3, for example ($T_d - 2$), the following. That is, as for the value, although target driving torque T_{OH} is computable also in the state of rectilinear propagation of the vehicles 68, it is common that it is farther [than a driver's requested driving torque T_d] large. However, since this requested driving torque T_d generally becomes small at the time of revolution of the vehicles 68, he is trying to set up as a start condition of turning control when target driving torque T_{OH} becomes below in a threshold ($T_d - 2$).

It is as a hysteresis for preventing hunching of control to have set this threshold to ($T_d - 2$).

If it judges that target driving torque T_{OH} is below a threshold ($T_d - 2$) at the step of H3, TCL58 will judge in H4 whether the idle switch 57 is an OFF state.

When the idle switch 57 judges that the driver gets into OFF state 26, i.e., an accelerator pedal, at this step of H4, flag F_{CH} in high mu way turning control is set in H5. Next, the credibility of the rudder angle delta detected by whether learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set in H6 and the steering angle sensor 70 is judged.

If it judges that learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set at the step of H6, it will be judged again whether flag F_{CH} in high mu way turning control is set in H7.

In the above procedure, since flag F_{CH} in high mu way turning control is set at the step of H5, At the step of H7, it is judged that flag F_{CH} in high mu way turning control is set, and target driving torque T_{OH} of a previous computed value, i.e., the step of H1, is adopted as it is H8.

Since the credibility of the rudder angle delta computed by (8) formulas is lacked on the other hand when it judges that learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is not set at said step of H6, (11) Don't adopt target driving torque T_{OH} computed by the formula, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 in H9 as target driving torque T_{OH} . As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

If it judges that target driving torque T_{OH} is not below a threshold (T_d-2) at said step of H3, It shifts to the step of H9 from the step of H6 or H7, without shifting to turning control, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as target driving torque T_{OH} , and as a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

Also when similarly the idle switch 56 judges that a driver does not get into ON state 26, i.e., an accelerator pedal, at the step of H4, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as target driving torque T_{OH} . As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the

electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver, and does not shift to turning control.

When it is judged that flag F_{CH} in high mu way turning control is set at said step of H2,

Difference ΔT of target driving torque T_{OH} computed in H10 this time and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time judges whether it is larger than increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K set up beforehand. It is the torque variation of the grade for which a crew member is not made to sense the acceleration-and-deceleration shock of the vehicles 68, for example, this increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K uses the aforementioned (10) formula to suppress target order acceleration G_{XO} of the vehicles 68 to 0.1 g/s.

$$T_K = 0.1 \cdot \frac{W_b \cdot r}{\rho_m \cdot \rho_d} \cdot \Delta t$$

It becomes.

If difference ΔT of target driving torque T_{OH} computed at said step of H10 this time and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time is judged not to be larger than increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K set up beforehand, It is shortly judged in H11 whether difference ΔT of target driving torque T_{OH} and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time is larger than negative increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K .

If difference ΔT of this target driving torque T_{OH} and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time judges that it is larger than negative increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K at the step of H11, Since absolute value $|\Delta T|$ of the difference of target driving torque T_{OH} computed this time and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time is smaller than increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K , this computed target driving torque T_{OH} is adopted as a computed value in the step of H8 as it is.

If difference ΔT of target driving torque T_{OH} computed at the step of H11 this time and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time judges that it is not larger than negative increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K , Correction and this are adopted for this target driving torque T_{OH} as a computed value in the step of H8 by a lower type in H12.

The range of the cut to $T_{OH} = T_{OH(n-1)} - T_K$, i.e., target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time, is regulated by increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K , and the deceleration shock accompanying driving torque reduction of the organization 11 is lessened.

On the other hand, if it is judged that difference ΔT of target driving torque T_{OH} computed at said step of H10 this time and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time is more than increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K , Correction and this are adopted for this

target driving torque T_{OH} as a computed value in the step of H8 by a lower type in H13.

The case of $T_{OH} = T_{OH(n-1)} + T_K$, i.e., increase of driving torque, as well as the case of the above-mentioned driving torque reduction. When difference ΔT of target driving torque T_{OH} computed this time and target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time exceeds increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K . The amount of increase to target driving torque $T_{OH(n-1)}$ computed last time is regulated by increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K , and the accelerating shock accompanying driving torque increase of the organization 11 is lessened. Thus, as shown in Drawing 17 which expresses the changing condition of steering shaft angle-of-traverse $\Delta \theta_H$ at the time of regulating the amount of increase and decrease of target driving torque T_{OH} , target order acceleration G_{XO} , target driving torque T_{OH} , and actual condition order acceleration G_X with a dashed line, It becomes smooth [change of order acceleration G_X more nearly actual than the case where the solid line which did not regulate the amount of increase and decrease of target driving torque T_{OH} shows], and it turns out that an acceleration-and-deceleration shock is canceled.

If target driving torque T_{OH} is set up as mentioned above, it will be judged whether this target driving torque T_{OH} of TCL58 is larger than a driver's requested driving torque T_d at H14.

Here, since target driving torque T_{OH} is not larger than a driver's requested driving torque T_d when flag F_{CH} in high mu way turning control is set, it is judged in H15 whether the idle switch 57 is an ON state.

Since it is in the state which needs turning control when the idle switch 57 is judged not to be an ON state at this step of H15, it shifts to said step of H6. And if it judges that learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set at this step of H6 and also judges that flag F_{CH} in high mu way turning control is set at the step of H7, The computed value adopted at the step of H1, H12, H12, or H13 is chosen as target driving torque T_{OH} for turning control.

Since the state where the turning travel of the vehicles 68 was completed is meant when it is judged at said step of H14 that target driving torque T_{OH} is larger than a driver's requested driving torque T_d , TCL58 resets flag F_{CH} in high mu way turning control in H16. Since it is in the state where it does not get into the accelerator pedal 26 when similarly the idle switch 57 is judged to be an ON state at the step of H15, it shifts to the step of H16 and flag F_{CH} in high mu way turning control is reset.

If flag F_{CH} in high mu way turning control is reset in these H16, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 in H9 as target driving torque T_{OH} . As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

In this example, target driving torque T_{OH} of the organization 11 is computed from target transverse acceleration G_{YO} of the vehicles 68, When the threshold $(T_d - 2)$ beforehand set to this target driving torque T_{OH} was compared and target driving torque T_{OH} became below in a threshold $(T_d - 2)$, judged with starting turning control, but. When the reference value beforehand set to target transverse acceleration G_{YO} of the vehicles 68, for example, 0.6 g, is compared directly and this target transverse acceleration G_{YO} is set to 0.6g or more which is a reference value, naturally it is also possible to judge with starting turning control.

After computing target driving torque T_{OH} for these high mu way turning control, TCL58 computes target driving torque T_{OL} for low mu road turning control as follows.

By the way, since the target transverse acceleration G_{Y0} serves as a big value rather than lateral acceleration G_Y actual in a low μ road, What is necessary is to judge whether it is larger than the threshold which target transverse acceleration G_{Y0} set up beforehand, to judge that the vehicles 68 are running a low μ road, and just to perform turning control if needed, when target transverse acceleration G_{Y0} is larger than this threshold.

As shown in Drawing 18 showing the arithmetic block of the turning control for these low μ roads, target transverse acceleration G_{Y0} is calculated by the aforementioned (9) formula from steering shaft angle-of-traverse $\delta_{\theta H}$ and the vehicle speed V , and 0.005 is adopted as the stability factor A at this time, for example.

Next, although target order acceleration G_{X0} is calculated from this target transverse acceleration G_{Y0} and vehicle speed V , in this example, this target order acceleration G_{X0} is read from the **** map shown in Drawing 19. This map connects target order acceleration G_{X0} the vehicles 68 can run safely according to the size of target order acceleration G_{Y0} with the vehicle speed V , expresses it, and is set up based on a test run result etc.

And based on this target order acceleration G_{X0} , reference driving torque T_B is computed by the aforementioned (10) formula, or it asks on a map, and the adoption rate of this reference driving torque T_B is decided. In this case, although the coefficient α of weighting is larger than the coefficient α for high μ ways, for example, it is set up like $\alpha = 0.8$, this is a sake that the reflection rate over a driver's demand is lessened in a low μ road, and it could be made to carry out the turning travel of the high-risk low μ road safely and certainly.

On the other hand, as a driver's requested driving torque T_d , Target driving torque T_{OL} which what was computed on the occasion of the operation for high μ ways was adopted as it was, therefore took requested driving torque T_d into consideration to reference driving torque T_B is computed by the aforementioned (11) formula and the same lower type (12).

$$T_{OL} = \alpha \cdot T_B + (1 - \alpha) \cdot T_d \quad \text{-- (12)}$$

The manual switch which is not illustrated for a driver to choose the turning control for low μ roads is formed in the vehicles 68.

When a driver operates this manual switch and chooses the turning control for low μ roads, turning control for the low μ roads explained below is operated.

As shown in Drawing 20 showing a control flow for determining target driving torque T_{OL} for these low μ road turning control, target driving torque T_{OL} is computed by detection and data processing of various data as mentioned above in L1, but. This operation is performed regardless of operation of a manual switch.

Next, it is judged whether whether the vehicles' 68 being during the turning control of a low μ road and flag F_{CL} in low μ road turning control that is, are set in L2. Since it is not during low μ road turning control at first, it is judged that flag F_{CL} in low μ road turning control is a reset state, . [whether target transverse acceleration G_{Y0} is larger than the threshold beforehand set up by adding 0.05 g to actual lateral acceleration G_Y computed by the rotational difference of the rear wheels 64 and 65 in L3, and] That is, since the target transverse acceleration G_{Y0} serves as a big value rather than lateral acceleration G_Y actual in a low μ road, It judges whether target transverse acceleration G_{Y0} is larger than this threshold, and when target transverse acceleration G_{Y0} is larger than a threshold, it is judged that the vehicles 68 are running a low μ road. Actual lateral acceleration G_Y generated on the vehicles 68 is computed like a lower type (13) from peripheral speed difference $|V_{RL} + V_{RR}|$ of a rear wheel, and the vehicle speed V .

$$G_Y = \frac{|V_{RL} - V_{RR}| \cdot V}{3 \cdot 6^2 \cdot b \cdot g} \quad \dots(13)$$

However, b is a tread of the rear wheels 64 and 65.

If target transverse acceleration G_{YO} is larger than a threshold ($G_Y + 0.05g$), namely, the vehicles 68 judge a low μ road to be during a turning travel at said step of L3, TCL58 will count up the timer for low μ roads which was built in TCL58 in L4 and which is not illustrated, but. The count time of this timer for low μ roads is 5 milliseconds. And it shifts to the step after L6 mentioned later, target transverse acceleration G_{YO} by the aforementioned (9) formula and actual lateral acceleration G_Y by (13) types are calculated every 15 milliseconds, and judgment operation of L3 is repeated until the count of the timer for low μ roads is completed.

That is, until 0.5 second passes since the count start of the timer for low μ roads, Shift to the step of L8 through L6 and the step of L7, and TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as target driving torque T_{OL} . Thereby, as a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0%, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

When the state where target transverse acceleration G_{YO} is larger than a threshold ($G_Y + 0.05g$) does not continue for 0.5 second, TCL58 judges that the vehicles 68 are not running [be / it] a low μ road, clears the count of the timer for low μ roads in L9, and shifts to L6 – the step of L8.

If the state where target transverse acceleration G_{YO} is larger than a threshold ($G_Y + 0.05g$) continues for 0.5 second, Judge whether the idle switch 57 is an OFF state in L10, and the idle switch 57 An ON state, Namely, when it is judged that a driver does not get into the accelerator pedal 26, The count of the timer for low μ roads is cleared in L9, without shifting to the turning control for low μ roads, Shift at L6 – the step of L8 and TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as target driving torque T_{OL} . As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

When the idle switch 57 judges that the driver gets into OFF state 26, i.e., an accelerator pedal, at this step of L10, flag F_{CL} in low μ road turning control is set in L11. Next, the credibility of the rudder angle delta detected by whether learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set in L6 and the steering angle sensor 70 is judged.

If it judges that learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set at the step of L6, it will be judged again whether flag F_{CL} in low μ road turning control is set in L7. Here, when flag F_{CL} in low μ road turning control is set at the step of L11, target driving torque T_{OL} of a previous computed value, i.e., the step of L1, is adopted as it is at the step of L12.

If it judges that learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is not set at the step of said L6, Since the credibility of the rudder angle delta is lacked, shift to the step of L8, and target driving torque T_{OL} of (12) types previously computed in L1 is not adopted, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as target driving torque T_{OL} , and as a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

On the other hand, when it is judged that flag F_{CL} in low μ road turning control is set at said step of L2, it shifts to the step of L13.

In this step of L13–L16, like the case of the turning control for high μ ways, It is judged

whether difference ΔT of target driving torque T_{OL} computed this time and target driving torque $T_{OL(n-1)}$ computed last time is larger than increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K . If this is less than increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K in any [of increase and decrease] case, When target driving torque T_{OL} computed this time is adopted as a computed value in the step of L12 as it was and ΔT is over increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K , target driving torque T_{OL} is regulated in increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K .

That is, in decreasing target driving torque T_{OL} , this target driving torque T_{OL} is corrected to $T_{OL} = T_{OL(n-1)} - T_K$ in L15, and it adopts this as a computed value in the step of L12. On the contrary, in increasing target driving torque T_{OL} , this target driving torque T_{OL} is corrected to $T_{OL} = T_{OL(n-1)} + T_K$ in L16, and it adopts this as a computed value in the step of L12.

If target driving torque T_{OL} is set up as mentioned above, it will be judged whether this target driving torque T_{OL} of TCL58 is larger than a driver's requested driving torque T_d at L17.

Since target driving torque T_{OL} is not larger than requested driving torque T_d here when flag F_{CL} in low mu road turning control is set, Shift to the step of L9, and clear the count of the timer for low mu roads, and it shifts to L6 and the step of L7. If it is judged that learned [rudder angle center-valve-position] flag F_H is set here and also it is judged that flag F_{CL} in low mu road turning control is set, The computed value adopted at the step of L1, L15, or L16 is chosen as driving torque T_{OL} for low mu road turning control.

Even when it is judged at said step of L17 that target driving torque T_{OL} is larger than a driver's requested driving torque T_d , When it is judged in the following L18 that steering shaft angle-of-traverse $\Delta\theta_H$ is not less than 20 degrees, since the vehicles 68 are during a turning travel, they continue turning control as it is.

It is judged at said step of L17 that target driving torque T_{OL} is larger than a driver's requested driving torque T_d . And since the state where the turning travel of the vehicles 68 was completed is meant when it is judged in L18 that steering shaft angle-of-traverse $\Delta\theta_H$ is less than 20 degrees, TCL58 resets flag F_{CL} in low mu road turning control in L19.

Since it is not necessary to count the timer for low mu roads if flag F_{CL} in low mu road turning control is reset at this step of L19, clear the count of this timer for low mu roads, and shift to L6 and the step of L7, but. Since it is judged that flag F_{CL} in low mu road turning control is in a reset state at the step of L7, Shift to the step of L8 and TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as target driving torque T_{OL} . As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

What is necessary is just to adopt reference driving torque T_B which is naturally possible also for a driver's requested driving torque T_d being disregarded in order to simplify the procedure of the turning control mentioned above, and can be computed by the aforementioned (10) formula as target driving torque in this case. Even when it takes into consideration a driver's requested driving torque T_d like this example, the coefficient α of weighting is not made into a fixed value, Decrease the value of the coefficient α gradually with the passage of time after a control start, or it is made to decrease gradually according to the vehicle speed, as are shown in Drawing 21, and shown in Drawing 22, and may be made to increase the adoption rate of a driver's requested driving torque T_d gradually. Similarly, as shown in Drawing 23, while it is [after a control start] for a while, the value of the coefficient α is made into constant value, It is

possible to make it decrease gradually, or to make the value of the coefficient α increase with increase of steering shaft turn amount $\delta\theta_H$ after progress of predetermined time, and to make it also make it run the vehicles 68 safely to a circular road where especially a curvature radius becomes small gradually.

In order to prevent the acceleration-and-deceleration shock by change of the rapid driving torque of the organization 11 in the arithmetic processing method mentioned above, Although it faces computing target driving torque T_{OH} and T_{OL} and regulation of this target driving torque T_{OH} and T_{OL} is aimed at by increase-and-decrease [of a permissible dose] T_K , it may be made to perform this regulation to target order acceleration G_{XO} . When the increase and decrease of a permissible dose in this case are made into G_K , the operation process of target order acceleration $G_{XO(n)}$ in n times o'clock is shown below.

In $G_{XO(n)} - G_{XO(n-1)} > G_K$, in the case of $G_{XO(n)} = G_{XO(n-1)} + G_K$ $G_{XO(n)} - G_{XO(n-1)} < -G_K$. It is set [which is $G_{XO(n)} = G_{XO(n-1)} - G_K$] to $G_K = 0.1$ and δt for the sampling time of a main timer to be 15 milliseconds, and suppress change of target order acceleration G_{XO} to 0.1 g/s.

After computing target driving torque T_{OL} for these low mu road turning control, TCL58 chooses optimal policy objective driving torque T_O from these three target driving torque T_{OS} , T_{OH} , and T_{OL} , and outputs this to ECU54. In this case, in consideration of the traveling safety of the vehicles 68, the target driving torque of the smallest numerical value is given priority to and outputted. However, what is necessary is just to choose policy objective driving torque T_O in order the object for slip control, for low mu road turning control, and for high mu way turning control, since target driving torque T_{OS} for slip control is generally always smaller than target driving torque T_{OL} for low mu road turning control.

As shown in Drawing 24 showing the flow of this processing, after computing three target driving torque T_{OS} mentioned above in M11, T_{OH} , and T_{OL} , it is judged whether flag F_S in slip control is set in M12.

If it judges that flag F_S in slip control is set at this step of M12, TCL58 will choose target driving torque T_{OS} for slip control in M13 as policy objective driving torque T_O , and will output this to ECU54.

The map for asking ECU54 for throttle opening θ_T by making engine speed N_E and driving torque of the organization 11 into a parameter is memorized.

ECU54 reads target throttle opening θ_{TO} corresponding to present engine speed N_E and this target driving torque T_{OS} using this map in M14.

Subsequently, ECU54 asks for the deviation of this target throttle opening θ_{TO} and actual throttle opening θ_T outputted from the throttle opening sensor 56, Set the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls of a couple as the value corresponding to said deviation, and current is sent through the solenoid of the plungers 47 and 52 of each electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls, It controls so that actual throttle opening θ_T falls in desired value θ_{TO} by the operation of the actuator 36.

If it judges that flag F_S in slip control is not set at said step of M12, it will be judged whether flag F_{CL} in low mu road turning control is set in M15.

If it judges that flag F_{CL} in low mu road turning control is set at this step of M15, target driving torque T_{OL} for low mu road turning control will be chosen in M16 as policy objective driving torque T_O , and it will shift to the step of M14.

If it judges that flag F_{CL} in low mu road turning control is not set at the step of M15, it will be

judged whether flag F_{CH} in high mu way turning control is set in M17.

And if it judges that flag F_{CH} in high mu way turning control is set at this step of M17, target driving torque T_{OH} for high mu way turning control will be chosen in M18 as policy objective driving torque T_O , and it will shift to the step of M14.

On the other hand, if it judges that flag F_{CH} in high mu way turning control is not set at said step of M17, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as policy objective driving torque T_O . As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver. In this case, in this example, the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls of a couple is not unconditionally made 0%. When ECU54 compares actual accelerator opening θ_A with the maximum throttle opening restriction value and accelerator opening θ_A exceeds the maximum throttle opening restriction value, The rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls of a couple is determined, and the plungers 47 and 52 are driven so that accelerator opening θ_A may become the maximum throttle opening restriction value.

Although this maximum throttle opening restriction value was made into the function of engine speed N_E and it is set as a full-close state or its neighborhood above a certain value (for example, 2000 rpm), It has set up in the field of the low rotation not more than this become small gradually with the fall of engine speed N_E even at tens of% of opening.

The reason for regulating such throttle opening θ_T is for improving the response of control at the time of judging that there is the necessity that TCL58 reduces the driving torque of the organization 11. Namely, in order that the design plan of the present vehicles 68 may raise the acceleration nature and the maximum output of the vehicles 68, When it is in the tendency which enlarges extremely the bore diameter (passage sectional areas) of the throttle body 16 and the organization 11 is in a low revolution area, suction air quantity will be saturated with about tens of % by throttle opening θ_T . Then, by regulating in the position beforehand defined rather than having set throttle opening θ_T as full admission or its neighborhood according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26, It is because the deviation of target throttle opening θ_{TO} when there are reduction instructions of driving torque, and actual throttle opening θ_T decreases and it can lower to target throttle opening θ_{TO} quickly.

Although two kinds of target driving torques for turning control of a high mu way and a low mu road were computed in the example mentioned above, Target driving torque T_{OM} for turning control corresponding to the middle road surface of a high mu way and a low mu road, i.e., an inside mu way, is also computed, and it may be made to choose final target driving torque from these target driving torque T_{OH} , T_{OM} , and T_{OL} .

On the contrary, one kind of target driving torque T_{OM} for turning control is computed, In under slip control, the target driving torque T_{OS} from it being always generally smaller than said target driving torque T_{OM} for turning control. Naturally it is also possible to give priority to target driving torque T_{OS} for these slip control over target driving torque T_{OM} for turning control, and to choose it.

As shown in Drawing 25 showing the flow of processing of other one example by such this invention, After computing in a way similar with having mentioned above target driving torque T_{OS} for slip control, and target driving torque T_{OM} for turning control in M21, it is judged whether flag F_S in slip control is set in M22.

If it judges that flag F_S in slip control is set at this step of M22, target driving torque T_{OS} for slip control will be chosen in M23 as policy objective driving torque T_O . And ECU54 reads target

throttle opening θ_{TO} corresponding to present engine speed N_E and this target driving torque T_{OS} from the map memorized by this ECU54 in M24, It asks for the deviation of this target throttle opening θ_{TO} and actual throttle opening θ_T outputted from the throttle opening sensor 56, Set the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls of a couple as the value corresponding to said deviation, and current is sent through the solenoid of the plungers 47 and 52 of each electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls, It controls so that actual throttle opening θ_T falls in desired value θ_{TO} by the operation of the actuator 36.

If it judges that flag F_S in slip control is not set at said step of M22, it will be judged whether flag F_{CM} in turning control is set in M25.

If it judges that flag F_{CM} in turning control is set at this step of M25, target driving torque T_{OM} for turning control will be chosen in M26 as policy objective driving torque T_O , and it will shift to the step of M24.

On the other hand, if it judges that flag F_{CM} in turning control is not set at said step of M25, TCL58 outputs the maximum torque of the organization 11 as policy objective driving torque T_O .

As a result of ECU54 reducing the rate of duty of the electromagnetic valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, the organization 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by a driver.

Although explanation of the concrete example of this invention is finished above, the mode of this invention may not be restricted to this example, and may apply this invention to cars other than F-F vehicles, such as a F-R vehicle and a part time four-wheel drive car, for example.

Although ECU and TCL were used as a control device in the above-mentioned example, it may be made to unify these and may be made to perform reduction of littered ***** of ignition timing, etc. as the method of driving force control. Also in the driving force control device in consideration of the time of revolution, the above-mentioned example may apply this invention to the steering angle operation in four-flower steering gear etc.

According to the steering angle center-valve-position arithmetic unit of the vehicles concerning <effect-of-the-invention> this invention, having learned the center valve position of the steering angle by the rotational difference and the running time of the travel speed and the right-and-left coupled driving wheel A sake, Even if there are toe-in adjustment, a gap of the end angle of the handle by aging and a actual steering angle, etc., it is amended automatically. As a result, it becomes possible to perform driving force control etc. in high accuracy, and driving stability improves. Since the learning correction amount of the 2nd henceforth was held down to the predetermined value, rapid renewal of a center valve position cannot be performed, but stability can also be kept high.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

The outline lineblock diagram of one example of the control system of the organization which can realize the output control method of the vehicles according [Drawing 1] to this invention, The sectional view where Drawing 2 expresses the key map and Drawing 3 expresses the drive mechanism of the throttle valve, The flow chart with which Drawing 4 expresses the flow of the whole control, the flow chart with which Drawing 5 expresses a center-valve-position learning correction control flow of a steering shaft, The graph and Drawing 7 showing an example of an amendment state of a learnt value when Drawing 6 carries out learning correction of the center valve position of a steering shaft The coefficient of friction of a tire and a road surface, The graph showing a relation with the slip ratio of this tire, the map in which Drawing 8 expresses the relation between the vehicle speed and running resistance, The map in which Drawing 9 expresses the relation between the acceleration before and after correction, and speed correction quantity, the flow chart with which Drawing 10 expresses the flow of slip control, The block diagram showing the procedure of calculating the target driving torque for high mu ways in Drawing 11, The graph showing the relation between lateral acceleration for Drawing 12 to illustrate a stability factor and a steering angle ratio, The map in which Drawing 13 expresses the relation between lateral acceleration, the vehicle speed, and target order acceleration, The map in which Drawing 14 expresses the relation between lateral acceleration and load load torque, the map in which Drawing 15 expresses the relation between engine speed, an accelerator opening, and requested driving torque, the flow chart with which Drawing 16 expresses the flow of the turning control for high mu ways, The graph with which Drawing 17 expresses the relation between a steering shaft angle of traverse, target driving torque, and order acceleration, The block diagram showing the procedure of calculating the target driving torque for low mu roads in Drawing 18, The map in which Drawing 19 expresses the relation between target order acceleration, lateral acceleration, and the vehicle speed, The graph with which the flow chart, Drawing 21, and Drawing 23 showing the flow of the turning control for low mu roads in Drawing 20 express the relation between the time after a control start, and the coefficient of weighting, respectively, The graph with which Drawing 22 expresses the relation between the vehicle speed and the coefficient of weighting, the flow chart with which Drawing 24 expresses an example of the selection operation of policy objective torque, the flow chart with which Drawing 25 expresses other examples of the selection operation of policy objective torque, and Drawing 26 are expansion perspective views showing a steering angle sensor.

An organization and 12 for 11 a combustion chamber and 13 an inlet pipe and 14 with the numerals in a figure A suction passage, 15 a throttle valve and 17 a throttle shaft and 18 An accelerator lever, 19 a throttle lever and 26 an accelerator pedal and 27 A cable, A claw part and 30 for 29 a stopper and 36 an actuator and 38 A control rod, Connected piping and 43 pipe 42 and a check valve, and 45 and 50 pipe a vacuum tank and 44, 46 and 51 the electromagnetic valve for torque controls, and 54 ECU and 55 A crank angle sensor, 56 a throttle opening sensor and 57 an idle switch and 58 TCL, 59 accelerator opening sensors, and 60 and 61 a front wheel, and 62 and 63 A front-wheel rotation sensor, A rear wheel, and 66 and 67 a rear wheel rotation sensor and 68 vehicles and 69 for 64 and 65 A steering shaft, A steering angle sensor and 71 for

70 a telecommunication cable and 72 a slit plate and 73 An angle-of-rotation detector, 74 is a steering column and a stability factor and F_C A The flag learned [steering center-valve-position], As for the flag in turning control for high mu ways, and F_{CL} in the flag in slip control, and F_{CH} , the flag in inside mu way turning control and G_X for F_S the flag in turning control for low mu roads, and F_{CM} Target order acceleration, As for G_{XO} , lateral acceleration and G_{YO} order acceleration and G_Y Target transverse acceleration, Gravitational acceleration and T_{OS} g The target driving torque for slip control, The target driving torque for high mu ways and T_{OL} T_{OH} The target driving torque for low mu roads, The target driving torque for turning control and T_O T_{OM} Policy objective driving torque, As for T_B , requested driving torque and V reference driving torque and T_d The vehicle speed, s — as for a target throttle opening and δ , an accelerator opening and θ_T are [a slip amount and θ_A / a throttle opening and θ_{TO} / the angle of traverse of a steering shaft and δ_M of the rudder angle of a front wheel and δ_H] steering shaft center valve positions.

[Translation done.]